

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **DIPLOMSKI RAD**

**Tomislav Dundjer**

Zagreb, 2012.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **MATEMATIČKI MODEL I SIMULACIJA RADA BRODSKOG MOTORA**

Mentori:

Prof. dr. sc. Ante Šestan

Dr. sc. Dražen Lončar, izv.prof.

Student:

Tomislav Dundjer

Zagreb, 2012.

Zahvaljujem se:

- Najbližima. Materi-pošto ni dan danas ne želi naučiti da nije pametno pitati me šta nije uredu i čupat odgovore. Ćaći-jedina osoba kojoj je u istoj mjeri kao i meni dozlagrdila činjenica što još studiram. Gešvisterima- Kristini, Anastaziji i Nikici za svu ljubav i pažnju koju su poslali u mom smjeru. Naravno isto vrijedi za njihove bolje polovice Danijelu i Maria.
- Mentorima na vodstvu i posebno, posebno, strpljenu. Prof. Šestanu na strpljenu iskazanom kroz toleriranje 3 akademske godine kašnjenja na nastavu i polaske buseva. Prof. Lončaru na činjenici što je kroz zadnjih 2 mjeseca uspio suspregnuti nagon da stanovitog studenta poduči Galilejevom pokusu za dobivanje gravitacijske konstante s osmog kata južne zgrade. Šalu na stranu, stvarno hvala.
- Svim ljudima koji su pomogli. Ne trebam vas imenovati, znam ja ko ste, znate i vi.  
Hvala
- Z.Š.
- Cash, Springsteen, Bare, N.Young i Waits za pomoć prilikom dosta ne prespavanih noći

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Tomislav Dundjer



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite

Povjerenstvo za završne i diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:  
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne  
simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student:

Mat. br.:

Naslov:

Opis zadatka:

Zadatak zadan:

Rok predaje rada:

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Mladen Andrassy

Referada za diplomske i završne ispite

Obrazac DS – 3A/PDS - 3A

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	1
POPIS SLIKA .....	3
POPIS OZNAKA .....	4
SAŽETAK.....	7
SUMMARY .....	8
1. UVOD.....	10
2. POGON BRODA DIZELSKIM MOTOROM .....	11
3. MATEMATIČKI MODEL BRODSKOG DIZELSKOG MOTORA.....	13
3.1. Matematički model .....	14
3.1.1. Usisni kolektor i cilindar DM .....	17
3.1.2. Ispušni kolektor i ispušna turbina turbokompresora .....	21
3.1.3. Kompresor turbopunjača.....	22
3.1.4. Hladnjak zraka .....	23
3.2. Promatrane veličine.....	24
4. REGULATOR I UBRIZGIVANJE GORIVA .....	26
4.1. Matematički model regulatora .....	26
4.2. Matematički model ubrzgivanja goriva u cilindar .....	27
5. PROPULZIJA BRODA I PROPULZORI.....	29
5.1. Otpor broda .....	29
5.1.1. Geometrijske karakteristike broda i koeficijenti forme .....	30
5.1.2. Teorijska osnova otpora i poriva broda.....	32
5.2. Brodski propeleri.....	35
5.2.1. Uzajamni utjecaj trupa i vijka broda .....	37
5.2.2. Faktori korisnosti i bezdimenzionalni koeficijenti propelera .....	39
5.3. Propelerski zakon i režimi rada brodskog DM .....	40
6. MATEMATIČKI MODEL UZDUŽNOG GIBANJA BRODA .....	44
6.1. Podmodel proračuna otpora .....	44
6.2. Podmodel proračuna propelerskih vrijednosti .....	45
7. SIMULACIJA .....	46
7.1. Simulacija 1. –Povećanje brzine vrtnje DM do konstantne vrijednosti .....	49
7.2. Simulacija 2. –Teški propeler / Laki propeler.....	54
7.3. Simulacija 3. –Nepravilno izabran propeler .....	57
7.4. Simulacija 4. –Nagla promjena brzine vrtnje DM .....	58
8. ZAKLJUČAK.....	63
9. DODATAK 1 – PROVJERA MODELA UZDUŽNOG KRETANJA BRODA .....	64
9.1. Provjera modela uzdužnog kretanja broda - Podmodel proračuna otpora .....	64
9.2. Provjera modela uzdužnog kretanja .....	66
10. DODATAK 2 - PROVJERA MODELA DM .....	68

---

10.1. Provjera modela DM -Podmodel regulatora i pumpe goriva .....	68
10.2. Provjera modela DM -Podmodel usisnog i ispušnog kolektora i cilindra DM.....	71
10.3. Provjera modela DM -Provjera dinamike turbopunjača .....	72
10.4. Provjera modela DM -Provjera dinamike DM.....	74
LITERATURA.....	76

## POPIS SLIKA

Slika 1.	Shema DM s prednabijanjem [6].....	13
Slika 2.	Modelska shema DM [5].....	15
Slika 3.	Primjer karakterističnih polja brzine [3] .....	23
Slika 4.	Shema regulacije brzine vrtnje DM [6].....	26
Slika 5.	Polje karakteristika VT pumpe goriva [4].....	27
Slika 6.	Polje karakteristika pumpe goriva za MAN 6-S50-MC-C.....	28
Slika 7.	Prikaz geometrijskih karakteristika broda [14] .....	30
Slika 8.	FPP i CPP propeler [14] .....	37
Slika 9.	Karakteristike brodskog DM i propelera [2] .....	42
Slika 10.	Različite propelerske krivulje [2] .....	43
Slika 11.	Osnovni model (Simulink) .....	49
Slika 12.	Rezultati Simulacije 1. (I dio) .....	51
Slika 13.	Rezultati Simulacije 1. (II dio) .....	52
Slika 14.	Rezultati Simulacije 1. (III dio).....	53
Slika 15.	Rezultati Simulacije 1. (IV dio) .....	54
Slika 16.	Rezultati Simulacije 2. (I dio) .....	55
Slika 17.	Rezultati Simulacije 2. (II dio) .....	56
Slika 18.	Propelerske krivulje za Simulaciju 2.....	57
Slika 19.	Rezultati Simulacije 3. ; indeks K-nepravilni p. ....	58
Slika 20.	Rezultati Simulacije 4. (I dio) .....	60
Slika 21.	Rezultati Simulacije 4. (II dio) .....	61
Slika 22.	Rezultati Simulacije 4. (III dio).....	62
Slika 23.	Rezultati podmodela.....	65
Slika 24.	Rezultati provjere .....	67
Slika 25.	Rezultati provjere .....	69
Slika 26.	Rezultati provjere .....	70
Slika 27.	Rezultati provjere .....	71
Slika 28.	Rezultati provjere modela .....	73
Slika 29.	Rezultati provjere .....	75



## POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
$A$	$[m^2]$	površina
$A_S$	$[m^2]$	oplakana površina
$A_e/A_0$	$[-]$	omjer razvijene površine
$AM$	$[m^2]$	poprečna površina uronjenog dijela glavnog rebra
$AWL$	$[m^2]$	površina vodne linije
$\alpha_t$	$[-]$	strujni koeficijent turbine
$bsfc$	$[g/kwh]$	specifična potrošnja goriva
$BWL$	$[m]$	širina broda na vodnoj liniji
$C$	$[-]$	koeficijent pražnjenja mlaza, bezdimenzijski koeficijent otpora
$C_B$	$[-]$	blok koeficijent
$C_M$	$[-]$	koeficijent glavnog rebra
$C_P$	$[-]$	prizmatički koeficijent
$C_{WL}$	$[-]$	koeficijent vodne linije
$c_m$	$[m/s]$	srednja stapajna brzina
$c_p$	$[J/kgK]$	specifični izobarni toplinski kapacitet
$D$	$[m]$	promjer, gaz
$DA$	$[m]$	gaz izmjeren na krmi
$DF$	$[m]$	gaz izmjeren na pramcu
$DWT$		deadweight tone, nosivost
$\varepsilon$	$[-]$	korisnost hladnjaka zraka
$\eta$	$[-]$	korisnost
$F$	$[N]$	gubitak poriva
$F_T$	$[N]$	sila poriva
$f$	$[-]$	faktor trenja
$\varphi$	$[^\circ]$	kut zakreta koljenastog vratila
$H_D$	$[J/kgK]$	donja ogrjevna moć
$I$	$[kgm^2]$	moment tromosti
$i$	$[-]$	prijenosni omjer, taktnost motora
$J$	$[-]$	koeficijent napredovanja
$K$	$[-]$	koeficijent
$K_T$	$[-]$	koeficijent poriva
$K_Q$	$[-]$	koeficijent momenta
$k$	$[-]$	koeficijent
$\kappa$	$[-]$	izentropski eksponent
$\zeta$	$[-]$	udio kemijske energije goriva sadržan u dimnim plinovima

$l_{cb}$	$[\%]$	uzdužni centar uzgona
$LOA$	$[m]$	duljina preko svega
$LPP$	$[m]$	duljina između perpendikulara
$LWL$	$[m]$	duljina broda na vodnoj liniji
$M$	$[kg]$	masa
$N$	$[o/s]$	brzina vrtnje
$\nabla$	$[m^3]$	volumen istisnine
$P$	$[W]$	snaga
$P_E$	$[W]$	snaga teglenja
$P_T$	$[W]$	snaga poriva
$p$	$[Pa]$	tlak
$pr$	$[-]$	ekspanzijski/kompresijski omjer
$Q$	$[Nm]$	moment
$q$	$[kg/s]$	maseni protok
$R$	$[J/kgK]$	specifična plinska konstanta
$R_T$	$[N]$	otpor broda
$\rho$	$[kg/m^3]$	gustoća vode
$s$	$[m]$	stapaj
$T$	$[K]$	temperatura
$t$	$[s]$	vrijeme
$t$	$[-]$	koeficijent gubitka poriva
$u$	$[m]$	uspon propelera
$V_s$	$[m^3]$	stapajni volumen
$v$	$[m/s]$	brzina, brzina vode
$w$	$[-]$	koeficijent sustrujanja
$x_r$	$[-]$	pozicija pumpe
$z$	$[-]$	broj cilindara

**Indeks** $A$  $AC$  $a$  $BMEP$  $c$  $cil$  $dm$  $e$  $ef$  $ekv$  $exh$  $F$ **Opis**

zrak

hladnjak zraka

zrak

srednji efektivni tlak

kompresor

cilindar

dizelski motor

dimni plinovi

efektivno

ekvivalentno

ispušni kolektor

forma

---

<i>f</i>	gorivo
<i>FMEP</i>	srednji indicirani tlak
<i>H</i>	trup
<i>hydro</i>	hidrodinamički
<i>inl</i>	ulaz u cilindar
<i>IMEP</i>	prosječni tlak mehaničkih gubitaka
<i>izg</i>	izgaranje
<i>max</i>	maksimalno
<i>ml</i>	mlaznica
<i>o</i>	otvorena vožnja
<i>PP</i>	između perpendikulara
<i>p</i>	propeler
<i>R</i>	rezidual
<i>red</i>	reduktor
<i>rotor</i>	rotor
<i>s</i>	brod
<i>T</i>	ukupni
<i>t</i>	turbina
<i>tc</i>	turbopunjač
<i>t,d</i>	izlaz turbine
<i>v</i>	vratilo
<i>W</i>	sustrujanje
<i>WL</i>	vodna linija
<i>w</i>	voda

## SAŽETAK

U ovom radu je predstavljen ciklični model za opis rada brodskog pogonskog Diesel motora s turbopunjačem. Korištene su osnovne jednačbe očuvanja energije i količine gibanja. Vodio se računa o dinamičkoj analizi i potrebnom vremenu proračuna. Model je ugrađen u sustav uzdužnog gibanja broda koji omogućuje proračun osnovnih propelerskih karakteristika i karakteristika gibanja broda.

Analiza je provedena na MAN 6-S50-MCC Diesel motoru proizvedenim u Uljanik Strojogradnja na koji je ugrađen MAN TC66 turbopuhalo. Prikazane su simulacije različitih opterećenja i režima rada brodskog dizel motora te su komentirani rezultati.

## **SUMMARY**

A steady state representation of a turbocharged marine propulsion Diesel engine was presented in this paper. Basic energy balance and conservation equations are taken into consideration with respect to overall dynamical behavior and computational time. The model was implemented into a ship longitudinal movement model, which analysis basic ship movement and propeller characteristics.

A MAN 6-S50-MCC Diesel engine was analyzed with a MAN TC66 turbocharger. The respective manufacturer was Uljanik Strojagradnja. A variety of loading conditions was simulated with result commentary.

Now I been out in the desert, just doin' my time  
Searchin' through the dust, lookin' for a sign.  
If there's a light up ahead ? Well brother I don't know.  
But I got this fever burnin' in my soul.

'Further on up the road'

Bruce Springsteen

## 1. UVOD

Brod je tehnički sustav koji služi za prijevoz tereta vodenim putem. Brodovi se dijele prema vrsti tereta koji prevoze. Teret koji se prevozi je širokog dijapazona te može biti kapljičaste tvari, rude, vozila, vagoni, voće, kontejneri, specijalni teret. Ipak, mogu se kao najčešće vrste brodova izdvojiti tankeri (brodovi sa strukturiranim tankovima tereta koji prevozi tekućice), kontejnerski brodovi i brodovi za rasuti teret (eng. Bulk carrier, žargon "bulker"). Svaka vrsta broda se, nadalje, može specificirati u još detaljnije kategorije ovisne o namjeni, ruti i veličini.

Za pogon broda je od presudne važnosti otpor broda. Tek svladavanjem otpora brod može ploviti. Pogon broda se ostvaruje motorom sa unutrašnjim izgaranjem (najčešće dizelskim motorom – DM), plinska/parna turbina, stapni parni stroj te različitim kombinacijama (poput Diesel-elektro pogona koji često prisutan na putničkim brodovima, kombinacije DM i plinske turbine su česte na ratnim brodovima). Najčešći oblik pogona za trgovačke brodove je sporohodni 2-T DM s prednabijanjem.

Cilj rada je bio pokušaj simulacije ponašanja brodskog DM za koji su bili poznati podaci s ispitnog stola. Početna je faza uključivala razradu matematičkog modela DM. Korišten je model s cikličnim srednjim veličinama prolagođen specifičnostima rada brodskog DM (vidi [1,3,4,5,6]). Druga faza je bila izrada modela u programu Matlab te izrada simulatora u podprogramu Simulink. Treća faza su bile simulacija različitih slučajeva opterećenja brodskog DM te analiza podataka.

## 2. POGON BRODA DIZELSKIM MOTOROM

Kada bi se gledala usporedba 4 glavna pogonska stroja – DM, plinska/parna turbina i stapni parni stroj - dizel motor u svim kategorijama, poput specifične mase po kilovatu, mirnoći rada, potrebnom vremenu do plovne spremnosti, maksimalnoj snazi, itd. ne bi bio najbolji niti bi bio najlošiji. Izuzetak je jedino termička korisnost. Razlozi za to su dvojaki.

Prvi je da su brodske DM na teretnim brodovima najčešći sporohodni 2-T izvedbe. Naime, 2-T MSUI su teoretski bolji. Za jedan kružni ciklus je potreban jedan zakret koljenastog vratila, dok su kod 4-T za to potrebna dva okreta. Razlog raširenosti 4-T MSUI (posebno u automobilske industrije) leži u činjenici da pri većim brzinama vrtnje, 2-T motori zbog svoje koncepcije, ne stignu u potpunosti izmijeniti radni fluid što bitno narušava njihovu snagu. Kod sporohodnih motora (sporohodnost znači da je brzina vrtnje  $\leq 300 \text{ o/min}$ ) taj problem iščezava, te motor ima dovoljno vremena izmijeniti radni fluid. Drugi razlog je sama veličina motora, tj. veličina cilindra. Brodske DM imaju promjer cilindra do 1000 mm. To omogućuje veću količinu ubrizganog goriva po radnom ciklusu, što dovodi do većih tlakova i temperatura koje se mogu postići, što dovodi do veće korisnosti. Ova se činjenica daljnje povećava prednabijanjem, što je postao standard.

Ukratko, glavni su razlozi široke uporabe DM na brodovima :

- Dobra efektivna korisnost. U brodskim DM se kreće u rasponu 0,45-0,60.
- Mogućnost uporabe HFO ( eng. Heavy Fuel Oil), koje je znatno jeftinije.
- Niska brzina vrtnje motora omogućuje direktno spajanje s propelerom (ukoliko je propulzija izvedena s propelerom, što je najčešći slučaj). Time iščezava potreba za redukturom.

Najbitnije značajke broskog DM su [1,2] :

- Dimenzije i masa DM
- Broj cilindra, dimenzija cilindra, hod klipa, stapajni volumen
- Brzina vrtnje
- Zakretni moment
- Specifični potrošak goriva – gruba vrijednost je da se kreće u rasponu 160-170 g/kWh.
- Snaga na kočnici – snaga koju DM motor isporučuje vratilnom vodu

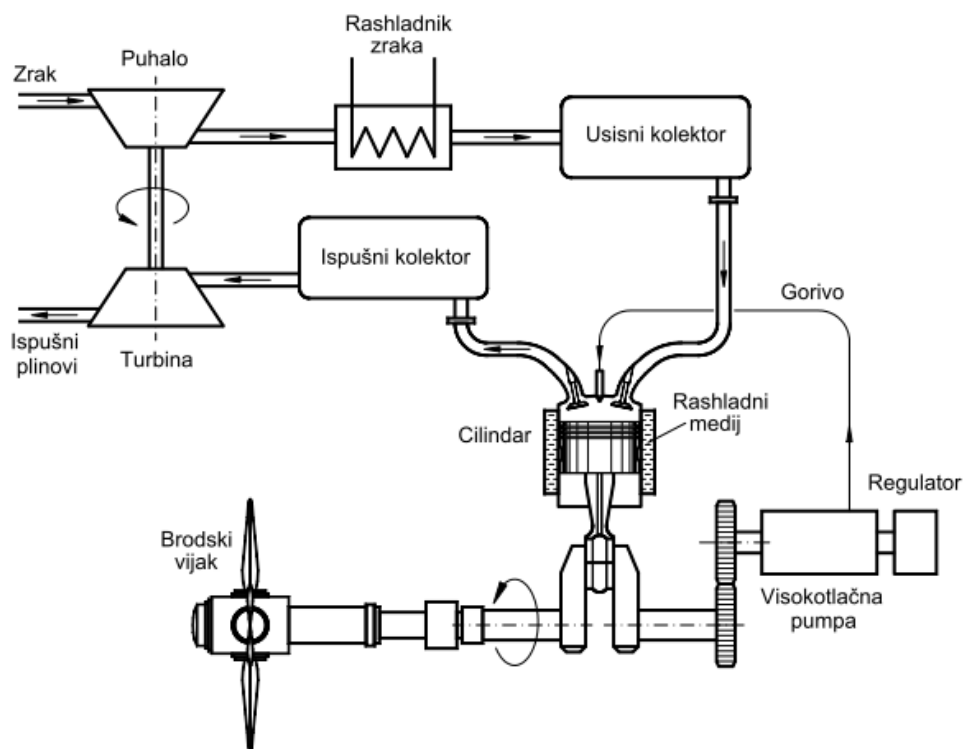


- Srednji efektivni tlak (BMEP) – podatak koji ukazuje na valjanost procesa i ostvarene gubitke u motoru. Kreće se u rasponu 18-22 *bar*.
- Srednji indicirani tlak (IMEP) – podatak koji ukazuje na kvalitetu rada motora, posebno na kvalitetu ispiranja u cilindru.
- Maksimalni tlak u cilindru - u brodskim DM postiže vrijednosti do približno 155 *bar*.
- Indicirana, efektivna i mehanička korisnost
- Pretičak zraka ( $\lambda$ )
- Emisija štetnih tvari – posebno udio NO<sub>x</sub> i SO<sub>x</sub> plinova.

Još jedna zanimljivost brodskih DM je vezana uz način regulacije ubrizgivanja goriva. U automobilske industrije se koristi elektroničko ubrizgivanje goriva. Elektroničko ubrizgivanje ima brojne prednosti, a glavne su bolja regulacija izgaranja i manja potrošnja goriva. Ideja o elektroničnom ubrizgivanju u brodskim DM se pojavila čim su se isti sustavi pojavili u automobilske industrije, ali za razliku od automobilske, u brodske industrije nije uspješno implementirana. Razlozi za to leže u naravi proizvodnje i pouzdanosti brodskih DM na elektroničko ubrizgivanje. Naime, pri pojavi nove tehnologije uvijek se očekuje pad pouzdanosti sustava u kojoj je nova tehnologija ugrađena. Brodska industrija i brodovi, nisu (najčešće) serijska proizvodnja, te brodovlasnici nisu bili željni podnositi nisku pouzdanost izazvanu uvođenjem elektroničko ubrizgivanja. Nadalje, hipotetski gledano, nije pretjerano ugodno ostati djelomično ili u potpunosti bez pogona na brodu dok se plovi usred uzburkanog Sjevernog Atlantika pri jakom vjetru. S toga je uvođenje brodskih DM s elektroničkim ubrizgivanjem stalo, dok se daljnjim razvojem ne poboljšaju sustavi. Za to vrijeme se nastavilo koristiti čista mehanička regulacija ili svojevrzni hibrid (npr. MAN MC-E izvedbe) u kojem je količina ubrizganog goriva elektronički regulirana a trenutak ubrizgivanja još uvijek bregastom osovinom.

### 3. MATEMATIČKI MODEL BRODSKOG DIZELSKOG MOTORA

Sustav dizelskog motora s prednabijanjem sastoji se od više komponenti koje se mogu promatrati zasebno ili u međusobnoj ovisnosti. Osnovne komponente dizelskog motora s prednabijanjem i njihove veze prikazane su na Slici 1. Pri radu motora, regulator uspoređuje odstupanje brzine vrtnje u odnosu prema postavljenoj vrijednosti i regulira količinu ubrzanoga goriva u cilindar motora. Izgaranjem goriva u cilindru motora razvija se zakretni moment koji, ovisno o trenutnom momentu potrebnome za pogon potrošača, gubicima trenja u motoru i momentu tromosti rotirajućih masa, dovodi do promjene brzine vrtnje. Ispušni se plinovi nastali izgaranjem u cilindru motora sakupljaju u ispušnom kolektoru, odakle se vode do turbine na ispušne plinove. Puhalo pogonjeno turbinom na ispušne plinove komprimira zrak koji struji kroz hladnjak pa ulazi u usisni kolektor i cilindar motora. Koljenasto vratilo pogoni radni stroj (potrošač) koji može biti brodski vijak, generator ili njihova kombinacija. Matematički model sistema dizelskog motora s prednabijanjem sastavljen je od zasebnih modela komponenata motora koji su međusobno povezani vezama za prijenos mase i energije.



Slika 1. Shema DM s prednabijanjem [6]

Simulacija brodskog DM predstavlja najpogodniji način smislenog ispitivanja rada motora i postrojenja. Modelsko ispitivanje je u običajna praksa u automobilske industriji, no pri ispitivanju rada brodskih DM, modelska ispitivanja su rijetka.

Razlog:

- Modelsko ispitivanje brodskih DM predstavlja financijski vrlo zahtjevan zadatak.
- Teško je modelski uvjetovati sve režime rada jednog DM i veze između strojeve brodskog energetskog postrojenja.

Modelske ispitivanje se najčešće koristi u prilikom razvoja nove serije motora ili se ispituju samo određeni dijelovi DM (izgaranje u cilindru, visokotlačna pumpa, turbopunjač, itd.).

U radovima [1,3,4,5,6] su dani pregledi radova dosadašnjih matematičkih modela DM. Iz istih radova je preuzet preporučeni kvazistacionarni matematički model. Komponente dizelskog motora kao što su usisni i ispušni kolektori te cilindri motora predstavljaju kontrolne volumene unutar kojih je pretpostavljeno homogeno stanje u promatranom trenutku.

Simulacije brodskog DM se dijele na:

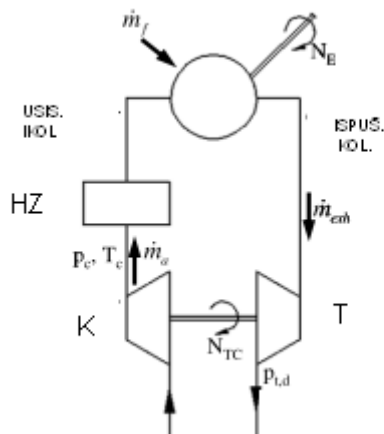
- I) ciklične modele s srednjim prosječnim veličinama
- II) Multi/jednodimenzionalni modeli.

Model koji je korišten u ovome radu spada u ciklične modele s srednjim prosječnim veličinama (eng. Cycle mean value models) iz razloga što modeli pod II), iako posjeduju veću točnost, zahtijevaju veću količinu ulaznih podataka i duže vrijeme proračuna.

### 3.1. Matematički model

Matematički model se sastoji od podmodela:

- usisnog kolektora i cilindra DM;
- ispušni kolektor i ispušna turbina turbokompresora;
- kompresora turbopunjača;
- hladnjaka zraka.



Slika 2. Modelska shema DM [5]

Radne točke koje definiraju ponašanje su DM su sljedeći parametri:

- $N_{dm} [o/s]$  - brzina vrtnje DM
- $N_{tc} [o/s]$  - brzina vrtnje vratila turbopunjača
- $x_r$  - pozicija visokotlačne pumpe goriva

U modelu se pojavljuju dvije diferencijalne jednačbe. Prva je jednačba za brzinu vrtnje DM

$$\frac{dN_{dm}}{dt} = \frac{\eta_v \cdot \eta_{red} \cdot i_{red} \cdot Q_{dm} - Q_p}{I_{dm} + I_{red} + I_v + I_p}, \quad (1)$$

pri čemu su :

- $\eta_v$  [-] - korisnost vratilnog voda
- $\eta_{red}$  [-] - korisnost reduktora. Ukoliko nema reduktora uzima se  $\eta_{red} = 1$
- $i_{red}$  [-] - prijenosni omjer reduktora. Ukoliko nema reduktora uzima se  $i_{red} = 1$
- $Q_{dm} [Nm]$  - moment motora na kočnici
- $Q_p [Nm]$  - moment propelera. Moment propelera pretstavlja opterećenje gledano za DM. Više u Poglavlju 5.
- $I_{dm} [kgm^2]$  – moment tromosti motora
- $I_{red} [kgm^2]$  – moment tromosti reduktora. Ukoliko nema reduktora uzima se  $I_{red} = 0$

- $I_v$   $[kgm^2]$  – moment tromosti vratilnog voda
- $I_p$   $[kgm^2]$  – moment tromosti propelera.

Druga dinamička jednačba za brzinu vrtnje turbopunjača

$$\frac{dNtc}{dt} = \frac{Q_t - Q_c}{I_{tc}}, \quad (2)$$

pri čemu su:

- $Q_t$   $[Nm]$  - moment turbine turbopunjača
- $Q_c$   $[Nm]$  - moment kompresora turbopunjača
- $I_{tc}$   $[kgm^2]$  - moment tromosti turbopunjača.

Položaj pumpe goriva je određen regulatorom (Poglavlje 4.).

Moment DM se računa pomoću srednjeg efektivnog tlaka

$$Q_{dm} = \frac{V_s p_{BMEP}}{2\pi i}, \quad (3)$$

pri čemu su

- $V_s$   $[m^3]$  - stapajni volumen
- $p_{BMEP}$   $[Pa]$  - srednji efektivni tlak
- $i$  - taktnost motora. Za 2-T motor  $i = 1$ .

Stapajni volumen je dan izrazom

$$V_s = \frac{D_{cil}^2 \pi s}{4}, \quad (4)$$

pri čemu su

- $D_{cil}$   $[m]$  - promjer cilindra
- $s$   $[m]$  - stapaj.

Brzina vrtnje rada turbopunjača se dobiva sljedećim jednačbama za moment turbine i kompresora

$$Q_c = \frac{q_a c_{p,a} (T_c - T_a)}{N_{tc} \pi / 30} \quad (5)$$

$$Q_t = \frac{q_{exh} c_{p,e} (T_{exh} - T_{t,d})}{N_{tc} \pi / 30} \quad (6)$$

pri čemu su:

- $q_a$  [kg/s] - maseni protok zraka u kroz usisni kolektor, tj. količina zraka koja ulazi u cilindar.
- $c_{p,a}$  [J/kgK]- specifični izobarni toplinski kapacitet zraka. Uzima se kao konstantna vrijednost  $c_{p,a} = 1003,5 \text{ J / kgK}$ .
- $T_c$  [K] – temperatura na izlazu iz kompresora turbopunjača.
- $T_a$  [K] – temperatura na ulazu u kompresor turbopunjača, tj. temperatura okoline. S obzirom da je u modernim brodskim strojarnicama temperatura približno stalna, uzima se ISO propis za temperaturu strojarnice  $T_a = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- $q_{exh}$  [kg/s] - maseni protok zraka u kroz ispušni kolektor, tj. količina ispušnih plinova.
- $c_{p,e}$  [J/kgK]- specifični izobarni toplinski kapacitet ispušnih plinova. Uzima se kao konstantna vrijednost  $c_{p,e} = 1117 \text{ J / kgK}$ .
- $T_{exh}$  [K] – temperatura na izlazu iz ispušnog kolektora/ulazu u plinsku turbinu.
- $T_{t,d}$  [K] – temperatura na izlazu iz ispušne turbine. Uzima se  $T_{t,d} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### 3.1.1. Usisni kolektor i cilindar DM

U usisnom kolektoru se nakuplja komprimirani zrak. Nalazi se između kompresora turbopunjača i cilindra. Zrak nakon usisnog kolektora odlazi u cilindar gdje vrši Diesellov ili Sabbatheov proces. U modelu su zanemarene izmjene topline kolektora i cilindra s okolinom. Nadalje, nije se ulazilo dublje u modeliranje kružnog procesa.

Jednadžbe (7.) i (8.) koje opisuju rad podmodela proizlaze iz jednadžbi za očuvanje mase i energije i glase. Jednadžba za protok zraka je dana izrazom:

$$q_a = C_d A_{ekv} \frac{P_{inl}}{\sqrt{R_a T_{inl}}} f\left(\frac{P_{exh}}{P_{inl}}; \kappa_a\right)$$

$$f\left(\frac{P_{exh}}{P_{inl}}; \kappa_a\right) = \sqrt{\frac{2\kappa_a}{\kappa_a - 1} \left[ \left(\frac{P_{exh}}{P_{inl}}\right)^{\frac{2}{\kappa_a}} - \left(\frac{P_{exh}}{P_{inl}}\right)^{\frac{\kappa_a + 1}{\kappa_a}} \right]} \quad (7)$$

pri čemu su:

- $C_d$  [-] - koeficijent pražnjenja mlaza. Prema [1] uzima se  $C_d = 0,9$

- $p_{inl}$  [Pa] - tlak na ulazu u cilindar
- $T_{inl}$  [K] - temperatura na ulazu u cilindar
- $R_a$  [J/kgK]- specifična plinska konstanta zraka. Uzima se kao konstanta vrijednost  $R_a = 287,1 \text{ J / kgK}$
- $\kappa_a$  [-] - izentropski eksponent zraka. Uzima se kao konstanta vrijednost  $\kappa_a = 1,4$
- $A_{ekv}$  [m<sup>2</sup>] - ekvivalentna površina

Fizikalni princip kvazistacionarnog modeliranja s cikličnim srednjim prosječnim veličinama je upravo vidljiv u veličini  $A_{ekv}$ . Naime, može se koristiti pojednostavljenje da je za 2-T DM moguće izračunati maseni protok zraka kroz cilindar preko ekvivalentnog sustava koji se zastoji od 2 otvora spojena u seriju. Jedan otvor predstavlja usisne otvore za zrak, a drugi otvor predstavlja ispušni ventil. Ekvivalenti sustav se može dalje sažeti kao jedan otvor u kojem je ekvivalentna razlika tlaka u otvoru jednaka razlici tlakova u cilindru, a ekvivalenta površina dana izrazom

$$A_{ekv} = \frac{z_c}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{A_{in}(\phi)A_e(\phi)}{\sqrt{A_{in}(\phi)^2 A_e(\phi)^2}} d\phi \quad (8)$$

pri čemu su:

- $z_c$  [-] - broj cilndara DM
- $\phi$  [°] - kut zakreta koljenastog vratila
- $A_{in}(\phi)$  [m<sup>2</sup>] - izraz za međuvezu zakreta koljenastog vratila i otvaranje usisnih otvora.
- $A_e(\phi)$  [m<sup>2</sup>] - izraz za međuvezu zakreta koljenastog vratila i otvaranje ispušnog ventila.

Podatke za vezu između zakreta koljenastog vratila i rada usisnih otvora/ispušnih ventila je potrebno dobiti od proizvođača DM. Za ovaj rad, proizvođač nije ustupio podatke, stoga se protočna masa zraka prikazala tablično (Lookup table podprograma Simulink) u ovisnosti o brzini vrtnje turbopunjača. Vrijednosti su preuzeti iz podataka mjerenja s ispitnog stola, koje je proizvođač ustupio.

Energetska bilanca postavljena na cilindar (uz zanemarivanje izmjene topline kroz stijenke cilindra) glasi

$$(q_a c_{p,a} T_{inl} + \eta_{izg} q_f H_D \zeta) \eta_{exh} = q_{exh} c_{p,e} T_{exh} \quad (9)$$

pri čemu su:

- $\eta_{izg}$  [-] - termička korisnost Diesellovog (Sabbatheovog) procesa
- $q_f$  [kg/s] - maseni protok goriva doveden DM
- $H_D$  [J/kgK] - donja ogrjevnost
- $\zeta$  [-] - udio kemijske energije goriva sadržan u dimnim plinovima ventila. Određuje se prema eksergijskoj bilanci DM ili se modelira.
- $\eta_{exh}$  [-] - korekcijski factor temperature ispuha.

Za udio kemijske energije sadržan u dimnim plinovima se pretpostavlja linearna veza s srednjim efektivnim tlakom

$$\zeta = k_{z0} + k_{z1} P_{BMEP} \quad (10)$$

pri čemu su:

- $k_{z0}, k_{z1}$  [-] - konstante. Prema [1] za sporohodne DM s prednabijanjem one iznose  $k_{z0} = 0,312; k_{z1} = 0,0105 \times 10^{-5}$

Maseni protok dovedenog goriva motoru je veličina koja ovisi o položaju visokotlačne pumpe brzini vrtnje motora, te je dana izrazom

$$q_f = \frac{z_c q_{f,cil} N_{dm}}{60 \cdot i} \quad (11)$$

pri čemu je:

- $q_{f,cil}$  [kg/s] - protok goriva po cilindru (više u Poglavlju 4.).

Srednji efektivni tlak se definira kao srednji indicirani tlak umanjen za prosječne (srednje) mehaničke gubitke izražene tlakom [2]

$$P_{BMEP} = P_{IMEP} - P_{FMEP} \quad (12)$$

pri čemu su:

- $P_{IMEP}$  [Pa] - srednji indicirani tlak
- $P_{FMEP}$  [Pa] - srednji tlak mehaničkih gubitaka. Predstavlja fiktivnu tlak, tj. služi samo kao način iskazivanja mehaničkih gubitaka izazvanih trenjem u motornom mehanizmu. Kod sporohodnih motora se kreće u rasponu od 1,2-1,8 bar [2].



Prosječni indicirani tlak je prikazan kao funkcija položaje pumpe goriva, maksimalnog inducirano gubitka u cilindru i korisnosti termičkog procesa [5]

$$p_{IMEP} = x_r p_{IMEP,max} \eta_{izg} \quad (13)$$

pri čemu su:

- $p_{IMEP,max}[Pa]$  -maksimalni prosječni indicirani tlak
- $x_r$  [-] - položaj pumpe goriva (indeks r- od engleskog rack).

Prosječni tlak mehaničkih gubitaka se prema [4,6] je dan izrazom

$$p_{FMEP} = \Delta p_{f1} + \Delta p_{f2} + \Delta p_{f3} + \Delta p_{f4} + \Delta p_{f5} \quad (14)$$

pri čemu su:

- $\Delta p_{f1} [Pa]$  -utjecaj trenja u motornom mehanizmu te mehanizma za pogon ventila i visokotlačne pumpe za ubrizgavanje goriva
- $\Delta p_{f2} [Pa]$  -utjecaj opterećenja motora s izravnim ubrizgavanjem
- $\Delta p_{f3} [Pa]$  -utjecaj tlaka prednabijanja
- $\Delta p_{f4} [Pa]$  -utjecaj temperature ulja za podmazivanje
- $\Delta p_{f5} [Pa]$  -utjecaj temperature rashladne vode odstupaju

Gubici indeksirani  $i=4-5$  se zanemaruju, pošto se pretpostavlja da temperature ulja i rashladne vode ne odstupaju od nazivnih. S toga preostala tri gubitka su definirana

$$\begin{aligned} \Delta p_{f1} &= 6,7 D_c^{-0.329} - 89 D_c^{-0.943} \left[ 1 - \left( \frac{N_{dm}}{N_{poc}} \right)^2 \right] [bar] \\ \Delta p_{f2} &= 0,0002 p_{BMEP}^3 - 0,006 p_{BMEP} [bar] \\ \Delta p_{f3} &= \left( \frac{p_{int}}{p_a} - 1 \right) \sqrt{0,1874 - 0,018 c_m} [bar] \end{aligned} \quad (15)$$

pri čemu su:

- $N_{dm} [o/min]$  -razlika između tražene i trenutne brzine DM
- $c_m [m/s]$  -srednja stapajna brzina.

(Nap.a. – Sve se vrijednosti za tlak u izrazu (14) su u bar)

U modelu koristilo tablični prikaz srednjeg tlaka mehaničkih gubitaka (opcija Lookup Table) dobivenih iz vrijednosti danih od proizvođača.

### 3.1.2. Ispušni kolektor i ispušna turbina turbokompresora

Nakon što u cilindru motora završe procesi izgaranja i ekspanzije plinova izgaranja, dolazi do otvaranja ispušnog ventila pri čemu produkti izgaranja prestrujavaju u ispušni kolektor. Prilikom procesa prestrujavanja plinova izgaranja dolazi do pulzacija tlaka, koje imaju veliki utjecaj na rad turbine i turbopuhala u cijelosti. Isto tako, ova pojava ima veliki utjecaj na ponašanje motora u prijelaznim (tranzijentnim) režimima rada. Dalje, ispušni plinovi iz ispušnog kolektora struje do plinske turbine gdje se iskorištava dio sadržane unutarnje energije ispušnih plinova za pokretanje kompresora. Nakon ispušne turbine dimni plinovi putuju preko dimnjaka u atmosferu.

Prema načinu dovođenja ispušnih plinova do turbine razlikuje se statičko prednabijanje, impulsno prednabijanje i prednabijanje pulseconverterom. Na brodskim DM se u pravilu primjenjuje statičko prednabijanje. Kod statičkog prednabijanja su cilindri priključeni na zajednički ispušni kolektor, u kojem se dimni plinovi akumuliraju, te nakon izjednačenja tlaka, struje dalje u turbinu [2]. Na taj način je tlak ispušnih plinova koji dostrujavaju na turbinu izjednačen (za razliku od impulsnog prednabijanja, vidi [2]).

Masni protok dimnih plinova kroz ispušni kolektor se može prema [1] izraziti

$$q_{exh} = q_a + q_f = A_{t,ef} \frac{p_{exh}}{\sqrt{R_e T_{exh}}} \sqrt{\kappa_e \left(\frac{2}{\kappa_e + 1}\right)^{\frac{\kappa_e + 1}{\kappa_e - 1}}}; \frac{p_{exh}}{p_{t,d}} \geq \left(\frac{\kappa_e + 1}{2}\right)^{\frac{\kappa_e}{\kappa_e - 1}} \quad (16)$$

$$q_{exh} = q_a + q_f = A_{t,ef} \frac{p_{exh}}{\sqrt{R_e T_{exh}}} \sqrt{\frac{2\kappa_e}{(\kappa_e - 1) \left(\frac{2}{\kappa_e + 1}\right)^{\frac{\kappa_e + 1}{\kappa_e - 1}}}}; \frac{p_{exh}}{p_{t,d}} < \left(\frac{\kappa_e + 1}{2}\right)^{\frac{\kappa_e}{\kappa_e - 1}}$$

pri čemu su:

- $R_e$  [J/kgK]- specifična plinska konstanta ispušnih plinova. Uzima se kao konstanta vrijednost (prema [1])  $R_e = 277,13 \text{ J / kgK}$
- $\kappa_e$  [-] - izentropski eksponent ispušnih plinova. Uzima se kao konstanta vrijednost (prema [1])  $\kappa_e = 1,34$
- $A_{t,ef}$  [m<sup>2</sup>] - efektivna površina nastrujavanja dimnih plinova na turbinu.

Efektivna površina nastrujavanja dimnih plinova na turbinu se može prikazati kao umnožak strujnog koeficijenta i geometrijske površine nastrujavanja. Strujni koeficijent se prikazuje kao funkcija kompresijskog omjera turbine [5]

$$A_{t,ef} = \alpha_t A_{t,geo}$$

$$\alpha_t = k_{t0} + k_{t1} \cdot pr_t + k_{t2} \cdot pr_t^2 \quad (17)$$

pri čemu su:

- $\alpha_t$  [-] -strujni koeficijent turbine
- $k_{t0}, k_{t1}, k_{t2}$  [-] -konstante
- $pr_t$  [-] -ekspanzijski omjer turbine
- $A_{t,geo}$  [m<sup>2</sup>] -efektivna geometrijska površina nastrujavanja dimnih plinova na turbinu.

Efektivna geometrijska površina nastrujavanja dimnih plinova na turbinu se računa jednadžbom

$$A_{t,geo} = \frac{A_{ml} \cdot A_{rotor}}{\sqrt{A_{ml}^2 + A_{rotor}^2}} \quad (18)$$

pri čemu su:

- $A_{ml}$  [m<sup>2</sup>] -poprečni presjek mlaznice prilikom nastrujavanja
- $A_{rotor}$  [m<sup>2</sup>] -poprečni presjek rotora prilikom nastrujavanja.

### 3.1.3. Kompresor turbopunjača

Kompresor komprimira okolišni zrak na tlak koji je približno jednak tlaku s kojim zrak ulazi u cilindar. Kompresor je radijalne izvedbe i pogonjen je preko turbine zajedničkim vratilom.

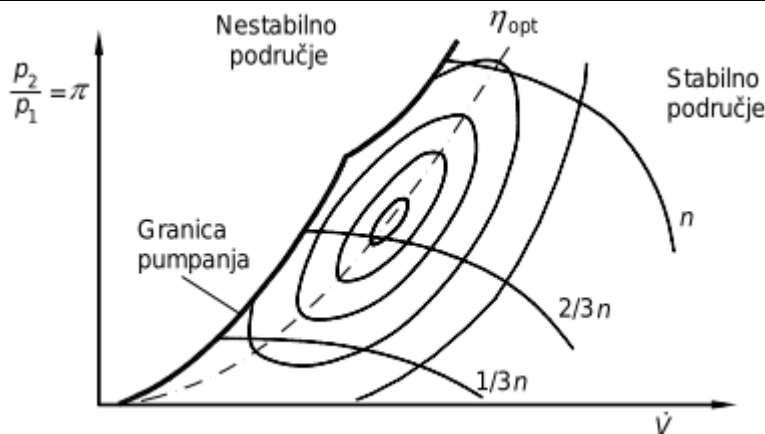
Tlak na izlazu iz turbine se računa

$$p_c = p_a \cdot pr_c \quad (19)$$

pri čemu je:

- $pr_c$  [-] -kompresijski omjer kompresora.

Kompresijski omjer bi se trebao odrediti iz karakterističnih polja brzine svojstvenih svakom kompresoru (vidi primjer na slici 3.). Polje brzina ovisi o brzini vrtnje vratila, tlaku na izlazu iz kompresora i stanju okoline.



Slika 3. Primjer karakterističnih polja brzine [3]

No, u brodskim aplikacijama, gdje je DM motor opterećen prema propelerskoj krivulji, može se pretpostaviti da kompresijski omjeri leži na jednoj krivulji [5]. S toga se kompresijski omjer može računati samo u ovisnosti o brzini vrtnje turbopunjača (prema [5])

$$pr_c = k_c N_{ic}^2 + 1 \quad (20)$$

pri čemu je:

- $k_c$  [-] -konstanta.

(Nap.a –  $N_{ic}$  se uvrštava u  $o/min$ )

Temperatura na izlazu iz kompresora je izvedena iz jednadžbe za korisnost kompresora

$$T_c = T_a \left( 1 + \frac{pr_c^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} - 1}{\eta_c} \right) \quad (21)$$

pri čemu je:

- $\eta_c$  [-] -korisnost kompresora. Prema [1] ista je kao i korisnost tubopunjača te se računa prema preporukama proizvođača.

### 3.1.4. Hladnjak zraka

Nakon kompresora, uz prirast tlaka, dogodio se i nepoželjan prirast temperature. S toga se u sustav brodskog DM ugrađuje i hladnjak zraka. U hladnjaku zraka tlak ponovo padne, ali je efekt sniženja temperature značajniji. Nižom ulaznom temperaturom zraka se povećava korisnost termičkog procesa [2,7] i bitno smanjuje termalno opterećenje cilindra.

Pad tlaka u hladnjaku zraka se računa preko

$$\Delta p_{AC} = f_{AC} \frac{R_a T_c q_a^2}{2 p_c A_{AC}^2} \quad (22)$$

pri čemu su:

- $f_{ac}$  [-] - faktor trenja hladnjaka zraka. Konstanta je vrijednost ovisna o vrsti hladnjaka
- $A_{ac}$  [-] - površina hladnjaka.

Tlak na izlazu iz hladnjaka, tj. tlak na ulazu u usisni kolektor, se računa

$$p_{inl} = p_c - \Delta p_{AC} \quad (23)$$

Temperatura na izlazu iz hladnjaka, tj. na ulazu u usisni kolektor, se računa

$$T_{inl} = T_c - \varepsilon(T_c - T_w) \quad (24)$$

pri čemu su:

- $\varepsilon$  [-] - korisnost hladnjaka zraka
- $T_w$  [K] - temperatura rashladne vode.

Korisnost hladnjaka zraka se može izraziti u ovisnosti o masenom protoku zraka [5] kao

$$\varepsilon = k_{AC0} + k_{AC1} q_a + k_{AC2} q_a^2 \quad (25)$$

pri čemu su:

- $k_{AC1}, k_{AC2}, k_{AC3}$  [-] - konstante.

### 3.2. Promatrane veličine

Simulacijom DM se žele doći do uvida o ponašanju određenih veličina u vremenu. Veličine koje su se promatrale i za koje su postajali referentni podaci od proizvođača za više opterećenja su:

- Brzina vrtnje DM ( $N_{dm}$ )
- Snaga na kočnici ( $P_{dm}$ )
- Maseni protok zraka ( $q_a$ )
- Temperatura nakon kompresora ( $T_c$ )
- Temperatura na ulazu u usisni kolektor ( $T_{in}$ )
- Tlak na ulazu u ispušni kolektor ( $p_{in}$ )

- Maseni protok dimnih plinova ( $q_{exh}$ )
- Temperatura dimnih plinova na ulazu u ispušni kolektor ( $T_{exh}$ )
- Maseni protok goriva ( $q_f$ )
- Specifična potrošnja goriva ( $bsfc$ )
- Moment na kočnici ( $Q_{dm}$ ).

Za sljedeće veličine, koje su se promatrale, postojali su referentni podaci za stanje u SMCR (eng. Specified maximum continuous rating, više u odlomku 5.3.):

- Brzina vrtnje turbopunjač ( $N_{tc}$ ) - 14820 o/min
- Srednji indicirani tlak ( $p_{IMEP}$ ) - 19,9 bar
- Srednji efektivni tlak ( $p_{BMEP}$ ) - 18,1 bar
- Tlak na ulazu u ispušni kolektor ( $p_{exh}$ ) - 3,55 bar.

Za ostale podatke o odabranom DM pogledati poglavlje 7.

Snaga na kočnici se računa jednadžbom

$$P_{dm} = 2Q_{dm}N_{dm}\pi \quad (26)$$

Specifična potrošnja goriva se računa jednadžbom

$$bsfc = \frac{q_f}{P_{dm}} \quad (27)$$

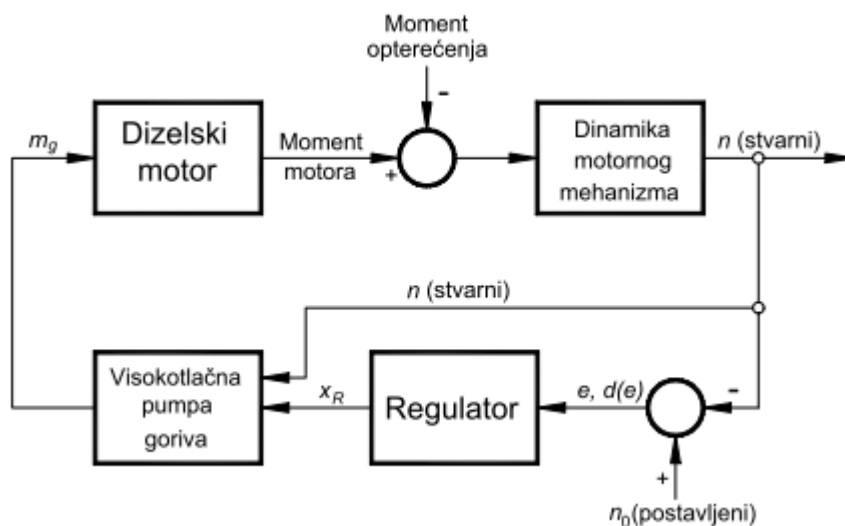
## 4. REGULATOR I UBRIZGIVANJE GORIVA

U realnim uvjetima, opterećenje motora nije konstantno već se stalno mijenja. Ako bi dobava goriva u cilindar motora bila konstanta, brzina vrtnje motora bi se mijenjala obrnuto proporcionalno promjeni opterećenja. Regulator je uređaj koji prati promjenu brzine vrtnje motora i utječe na pomak poluge za regulaciju dobave goriva, te na taj način uspostavlja ili zadržava željenu brzinu vrtnje. Jednako tako, regulator omogućuje i promjenu željene brzine vrtnje kako bi se motor mogao dovesti na neku novu radnu točku.

Visokotlačna pumpa goriva ima zadatak da u komprimirani medij u cilindru motora ubrizga odgovarajuću količinu goriva. Količina goriva koja će se ubrizgati ovisi o položaju ručice za dobavu goriva i o brzini vrtnje motora.

### 4.1. Matematički model regulatora

Prema svom djelovanju, regulatori se dijele na regulatore s proporcionalnim djelovanjem (P), integracijskim (I) i derivacijskim djelovanjem (D) ili pak s kombinacijom tih triju djelovanja.



Slika 4. Shema regulacije brzine vrtnje DM [6]

Odabran je model PID regulatora. PID regulator objedinjuje sve dobre karakteristike P, I i D regulatora. Jednadžba PID regulatora za regulaciju brzine vrtnje je [5]

$$x_r = x_{r0} + k_p \Delta N + k_i \int_0^t \Delta N dt + k_d \frac{d(\Delta N)}{dt} \quad (27)$$

pri čemu su:

- $x_{r0}$  [-] - početni položaj regulatora
- $k_p, k_i, k_d$  [-] - konstante proporcionalnog, integracijskog i derivacijskog člana.

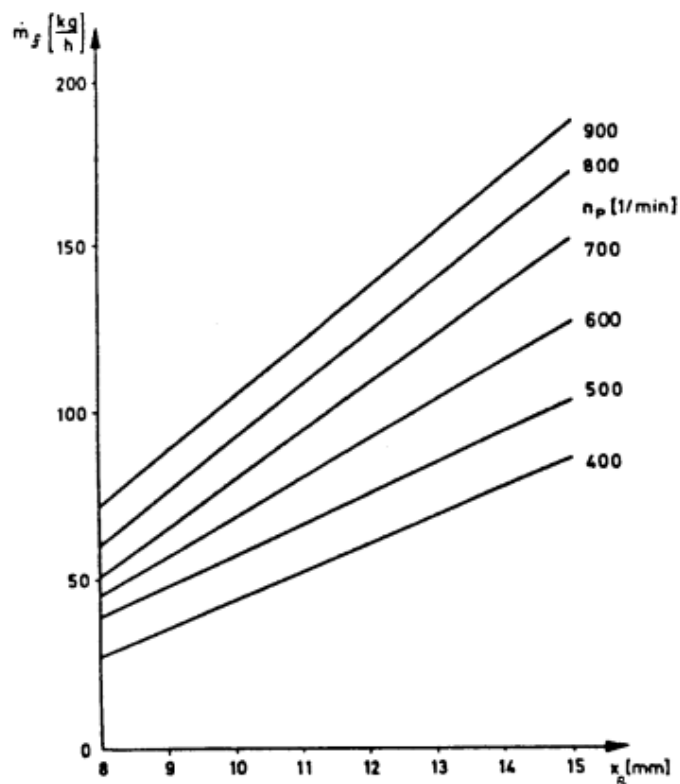
(Nap.a.  $\Delta N$  se uvrštava u  $o/min$ ).

## 4.2. Matematički model ubrzgivanja goriva u cilindar

Visokotlačna pumpa goriva ima zadatak da u komprimirani medij u cilindru motora ubrizga odgovarajuću količinu goriva. Količina goriva koja će se ubrizgati ovisi o položaju ručice za dobavu goriva i o brzini vrtnje motora. Za uvid u procesa u motoru rabi polje karakteristika visokotlačne pumpe goriva (dijagram - slika 5.) [5].

Generalno, ubrizgana količina goriva po cilindru se može izraziti kao

$$q_{f,cil} = f(N_{dm}, x_r). \quad (28)$$



Slika 5. Polje karakteristika VT pumpe goriva [4]

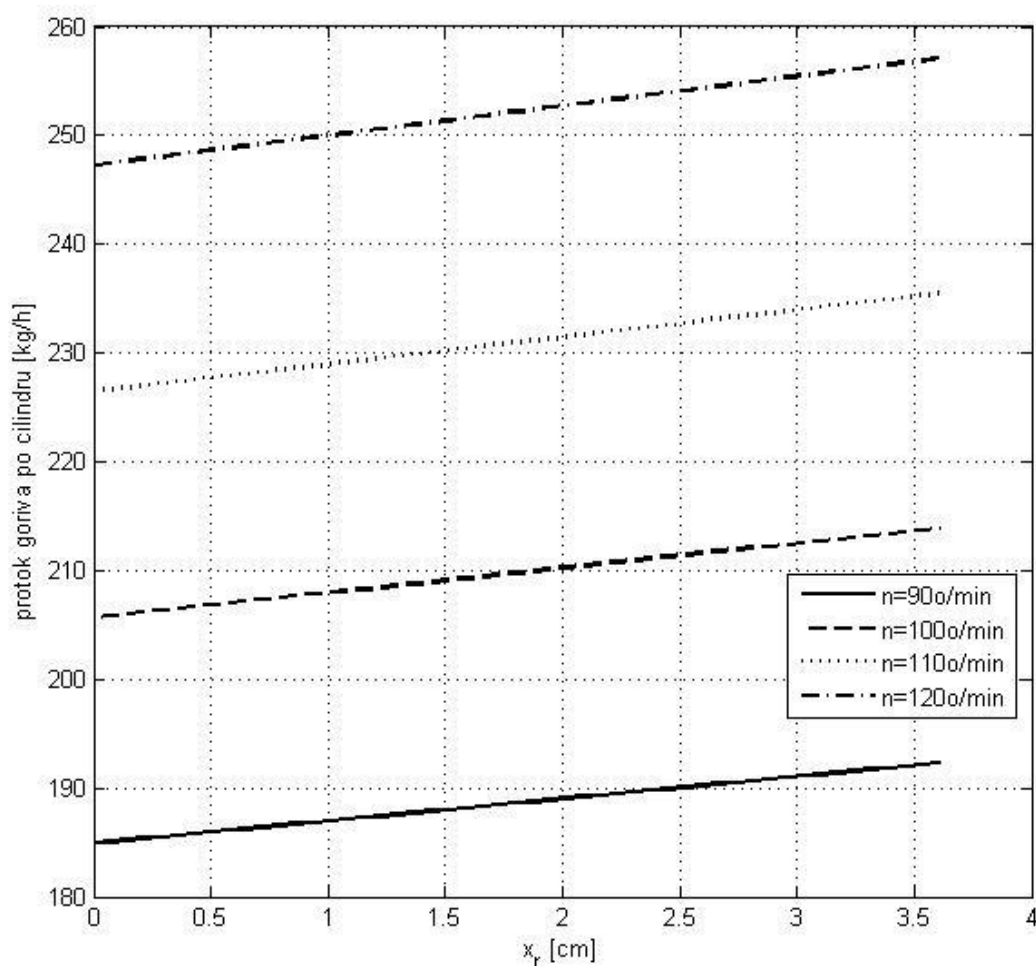


Polje karakteristika VT pumpe goriva se dobiva ispitivanjem na radnom stolu proizvođača motora.

Rad pumpe goriva je od iznimno bitnog značaja za sveopću tendenciju smanjenja potrošnje goriva i bolje kontrole emisije štetnih spojeva u ispušnim plinovima (vidi Poglavlje 1.). S toga je simulacija rada pumpe goriva često zasebna tema radova (vidi [8], [9], [10], [11]). Pri izradi simulacije rada pumpe goriva u ovom radu je korištena regresijska formula (oblika prema [12]) dobivena iz podataka DM

$$q_{f,cil} = 0.0157 \left( 1,08756 N_{dm}^{0,0199} + 0,0241 x_r + 1,0875 \right). \quad (29)$$

(Nap.a.  $N_{dm}$  se uvrštava u  $o/min$ ).



Slika 6. Polje karakteristika pumpe goriva za MAN 6-S50-MC-C

## 5. PROPULZIJA BRODA I PROPULZORI

Nazivom propulzija se imenuje postupak ili proces kojim se, uz pomoć propulzora, ostvaruje sila na neko vozilo/plovilo. Propulzor je naprava koja na vozilo/plovilo, na koje je ugrađena, djeluje prikladno usmjerenom silom s namjerom da se ostvari gibanje ili pozicioniranje vozila/plovila, odnosno da to vozilo/plovilo djeluje potrebnom silom na neke druge objekte. [13]

U žargonu se često pod terminom 'propulzija' misli na cjelokupni način ostvarivanja pogona broda, uključujući pogonski stroj i dovod snage na propulzor (npr. Propulzija razarača), ili na određeni tip sustava pogona (npr. Diesel propulzija).

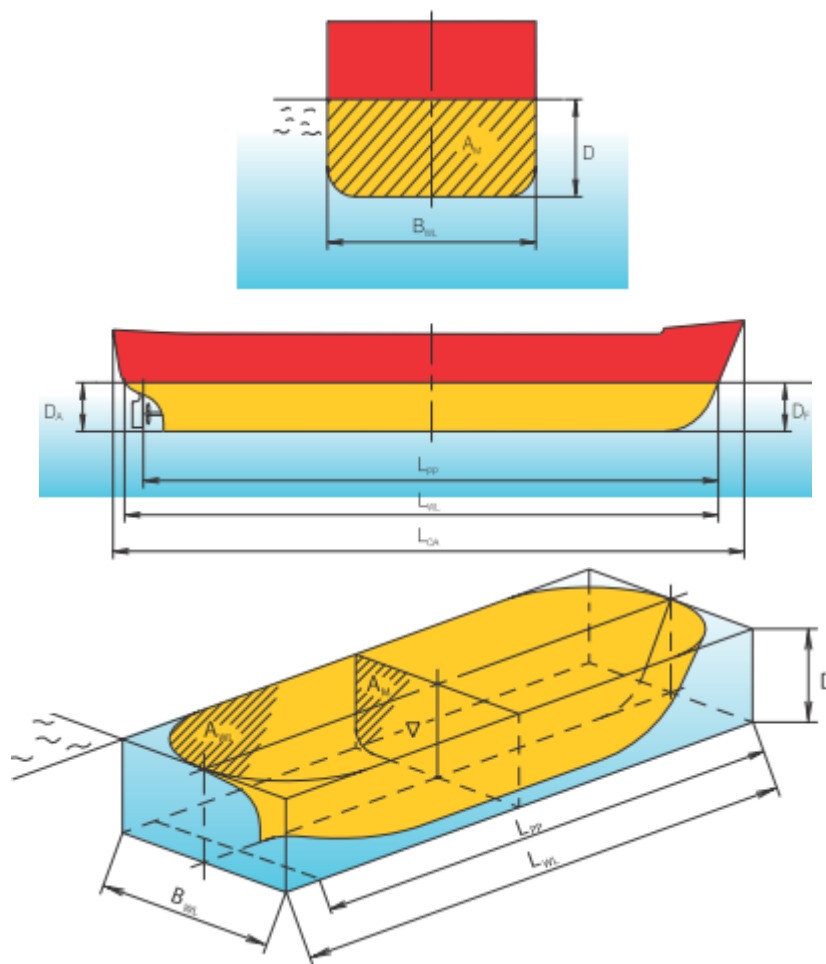
Pri gibanju svakog tijela, pa i plovidbi brodom, pojavljuje se otpor gibanju. Brod plovi kroz dva medija – vodu i zrak. Najznačajniji otpor gibanju pruža voda, dok puno manji pruža zrak i često se zanemaruje za određene vrste broda (preciznije, postoje propisi registarskih društava kada se mora računati ovisno o obliku broda). Iz toga razloga se u brodograđevnom žargonu pod terminom 'otpor trenja' često misli samo na otpor vode.

### 5.1. Otpor broda

Kako je već rečeno, otpor broda, i njime usko povezana sila poriva, predstavlja ključni parametar pri izboru i radu propelera i brodskih DM. Otpor broda spada u hidrodinamičke karakteristike broda i, kao sve što je vezano uz znanost hidrodinamike, bitno ovisi o obliku i geometriji samoga broda. Hidrodinamika ili mehanika fluida, kao znanost, daju opis fizikalni gibanja tijela ili fluida oko njega, dok točne rezultate iz tih fizikalnih opisa nije moguće dobiti. S toga se koriste modelska ispitivanja. Modelska ispitivanja se nadalje, preko uvjeta sličnosti, pokušavaju transformirati u realne situacije. Ta transformacija se, najčešće, obavlja preko geometrijske sličnosti i s toga su, u brodograđevnoj praksi, rašireni određeni koeficijenti forme i geometrijske karakteristike.

### 5.1.1. Geometrijske karakteristike broda i koeficijenti forme

U ovome odlomku će se definirati dimenzije broda i koeficijente forme. (slika 6.)



Slika 7. Prikaz geometrijskih karakteristika broda [14]

Oznake na Slici 6. predstavljaju :

- $LPP$  [m] -duljina između perpendikulara. Perpendikulari su konstrukcijski elementi broda. Postoje dva perpendikulara, jedan je na krmi (krmena statva) i jedan je na pramcu (pramčana statva).
- $LWL$  [m] -duljina vodne linije.
- $LOA$  [m] -duljina preko svega. Uzdužna udaljenost između najisturenije točke na krmi i najisturenije točke na pramcu.
- $BWL$  [m] -širina broda na vodnoj liniji. Često se ova širina naziva samo širina ili širina na kalupu.

- $D$  [m] -gaz broda. Gaz broda je vertikalna visina između vodene linije i najdublje uronjenje točke na trupu. Uron broda ovisi o njegovoj vlastitoj masi i masi tereta. Ako nije drugačije rečeno, smatra se da je navedeni gaz ujedno i projektni gaz, tj. gaz broda za navedenu projektnu nosivost broda. Gaz broda se može računati i izrazom  $D = 0,5(DA + DF)$ .
- $DA$  [m] -gaz izmjeren na krmi.
- $DF$  [m] -gaz izmjeren na pramcu.
- $AM$  [m<sup>2</sup>] -poprečna površina uronjenog dijela glavnog rebra. Glavno rebro je rebro s najvećim poprečnim presjekom i najčešće se nalazi na polovici LPP.
- $AWL$  [m<sup>2</sup>] -površina vodne linije. Vertikalni presjeka broda na gazu.
- $\nabla$  [m<sup>3</sup>] -volumen istisnine. Treba naglasiti da se često s istom oznakom označava samo istisnina broda u tonama. Volumen istisnine se onda dobije množenjem istisnine s gustoćom kapljičaste tvari u kojoj brod plovi.

Uz veličine naznačene na slici, bitne su sljedeće veličine :

- $DWT$  - kratica za deadweight tone. Deadweight je istisnina broda (izražena u tona) umanjena za masu broda. Izražava nosivost broda.
- $lcb$  [%] - uzdužni centar uzgona. Definira se kao postotna razlika između udaljenosti centra uzgona od polovine LOA kroz LOA.

(Nap.a. – Na slici 6. iz literature [14] pri označavanju veličina su korišteni indeksi. U nekim drugim literaturama se koristi neindeksirani način prikaza veličina. U ovome radu će se koristiti neindeksirani način prikladniji programerskom unosu podataka. Nadalje, pozornosti treba obratiti na činjenicu da postoje više vrijednosti za tona u brodograđevnom žargonu. Naime, iz povijesnih razloga postoji britanska tona (eng. British tone ili long tone = 1,016 kg), kratka tona (eng. Short tone = 907 kg). S toga se često u podacima broda navodi da je metrična tona u pitanju. Nadalje, postoji i veličina bruto registarska tona ( $BRT$ ) (eng. Gross register ton– $GRT$ ) koja nije oznaka za masu već za volumen broda ( $1 BRT = 100 ft^3 = 2,83 m^3$ ).)

Pri opisu geometrijskih karakteristika forme se koristi i tzv. koeficijenti forme, koji pružaju efikasan načina za klasifikaciju broda.

Blok koeficijent ( $C_B$ ) je veličina koja stavlja u odnos istisnuti volumen broda podijeljen s volumenom fiktivnog uronjenog kvadra koji se dobije umnoškom duljine na vodnoj liniji, širinom na vodnoj liniji i gaza broda

$$C_{B,WL} = \frac{\nabla}{LWL \times BWL \times D}. \quad (30)$$

ili ukoliko se umjesto duljine na vodenoj liniji uzme duljina između perpendikulara

$$C_{B,PP} = \frac{\nabla}{LPP \times BWL \times D}. \quad (31)$$

Blok koeficijent je jako dobar pokazatelj otpora broda. Brodovi s visokim blok koeficijentom su "puniji", tj. imaju uronjeni dio sličniji kvadru, što znači da imaju veliki otpor. To implicira da su to veliki teretni brodovi, poput tankera ili kontejnerskih brodova. Brodovi kojima je bitna brzina poput glisera ili krstarica, imaju niske blok koeficijente odnosno niski otpor (stoga nazivi gliserska forma i krstaška forma).

Koeficijent vodene linije ( $C_{WL}$ ) je veličina koja stavlja u odnos površinu vodne linije podijeljenu s umnoškom duljine vodne linije i širine vodne linije

$$C_{WL} = \frac{AWL}{LWL \times BWL}. \quad (32)$$

Ovaj podatak je bitan za brze brodove.

Koeficijent punoće glavnog rebra ili koeficijent glavnog rebra ( $C_M$ ) je veličina koja stavlja u odnos uronjenu površinu glavnog rebra podijeljenu s umnoškom širine vodne linije i gaza

$$C_M = \frac{AM}{D \times BWL}. \quad (33)$$

Ovaj podatak ponovo govori o namjeni broda. Visoki vrijednosti znače da je glavno rebro skoro pravokutnog oblika, što znači da je u pitanju teretni brod (tankeri 0,98-0,99; kontejnerski brodovi 0,97).

Prizmatski koeficijent ( $C_P$ ) je veličina koja stavlja u odnos volumen istisnine podijeljenu s umnoškom površine uronjenog dijela glavnog rebra i duljine vodene linije

$$C_P = \frac{\nabla}{LWL \times AM} = \frac{C_{B,WL}}{C_M}. \quad (34)$$

### 5.1.2. Teorijska osnova otpora i poriva broda

Otpor broda predstavlja ključni parametar pri izboru i radu propelera i brodskih DM. Brod tijekom svoga gibanja prolazi kroz dva različita medija - vodu i zrak. Na njega utjecaj imaju brojne komponente poput brzine plovidbe, oblika truba, veličine privjesaka, oblika krme, veličina nadgrađa, duljina broda, hrapavost trupa, itd. Otpor broda se ugrubo može

podijeliti na tri komponente. To su otpor trenja (gibanja kroz vodu), otpor gibanja kroz zrak i rezidualni otpor. S obzirom da je otpor gibanja kroz vodu za većinu brodova za nekoliko magnituda veći od otpora zraka, često se otpor zraka i ne računa. S toga se pod otporom trenja u brodograđevnom tehničkom žargonu često misli na otpor vode. Za otpor vode i rezidualni otpor je bitan samo dio broda uronjen u vodu, dok je za otpor zraka samo bitan dio iznad vode linije.

Prema Bernulijevom zakonu voda koja nastrujava s određenom brzinom i gustoćom razvija dinamički tlak koji se računa

$$0,5\rho v^2 \quad (35)$$

pri čemu su:

- $\rho$   $[kg/m^3]$ - gustoća vode
- $v$   $[m/s]$  - brzina vode.

S toga, ukoliko neko tijelo u potpunosti zaustavi gibanje vode, voda će na to to tijelo djelovati s dinamičkim tlakom koji razvija silu na površini tijela. Ovaj odnos je osnova proračuna otpora broda, pri kojem se modelskim ispitivanjem dobiva neki osnovni otpor modela, a realni otpor se dobiva umnoškom s određenim koeficijentom ili algebarski zapisano

$$\begin{aligned} K &= 0,5\rho v^2 A_s \\ R &= C \times K \end{aligned} \quad (36)$$

pri čemu su:

- $K$   $[N]$  - osnovi otpor
- $R$   $[N]$  - otpor za konkretni slučaj
- $A_s$   $[m^2]$  - oplakana površina. To je površina na koju fluid nastrujava (za otpor vode i rezidualni otpor to je uronjena površina broda, a za otpor zraka dio broda izvan vode). Zbog promjenjive zakrivljene forme broda nije ju jednostavno odrediti, pogotovo u početnoj fazi osnivanja broda te se često koristi približne metode (npr. Mumfordove formule, Froudove formule, Taylorove formule)
- $C$   $[-]$  - bezdimenzionalni koeficijent otpora.

Računanje otpora se s toga svodi na pronalaženje odgovarajućeg koeficijenta otpora, pri čemu se koriste razne metode.

Prema jednadžbi 36. otpor trenja se može zapisati izrazom

$$R_F = C_F \times K \quad (37)$$

pri čemu su:

- $R_F$  [N] - otpor trenja
- $C_F$  [-] - specifični koeficijent otpora trenja.

Otpor trenja se povećava s kvadratom brzine i povećanjem oplakane površine (za što je blok koeficijent dobar indikator). Nadalje povećava se s većom hrapavošću trupa, što je konkretno za brod – obraštanje trupa. Za brodove koje plove malim brzinama (teretni brodovi) otpor trenja iznosi 70-90% ukupnog otpora, dok za brze brodove (npr. putnički brodovi, kruzeri) zna iznositi manje od 40% ukupnog otpora [14].

Otpor zraka se računa kao

$$R_A = C_A \times K \quad (38)$$

pri čemu su:

- $R_A$  [N] - otpor zraka
- $C_A$  [-] - specifični koeficijent otpora trenja.

Otpor zraka najčešće iznosi manje od 2% ukupnog otpora, ali za neke vrste brodova on može iznositi i do 10% ukupnog otpora. Takav je slučaj npr. veliki kontejnerski brodovi, kod kojih se značajan dio tereta krca na palubu.

Rezidualni otpor čine svi ostali otpori koji nisu otpori trenja i zraka, a u najvećoj mjeri čine ga otpor valova i interferencija valova s trupom. Naime, ako tijelo plovi na površini ili blizu površine, varijacija tlakova uzduž oplakane površine prouzročiće valove, koji će opet biti uzrok izmjenama u raspodjeli tlakova duž iste površine. Tako će doći do postojanja razlika resultantnih sila na prednjem i stražnjem dijelu tijela (pramcu i krmi) koja se naziva otporom valova [14,15]. Pri malim brzinama otpor valova je zanemariv naspram otpora trenju. Pri srednjim brzinama otpor valova raste proporcionalno s kvadratom brzine broda. Dok pri velikim brzinama otpor valova postaje poprilično velik, do te mjere da postoji određena kritična brzina pri kojoj brod svu snagu troši na svladavanje otpora valova. Sukladno prijašnjim izrazima, rezidualni otpor se algebarski može zapisati

$$R_R = C_R \times K \quad (39)$$

pri čemu su:

- $R_R$  [N] - rezidualni otpor

- $C_R$  [-] - specifični koeficijent rezidualnog otpora.

Ukupni otpor broda se stoga može zapisati kao

$$R_T = R_F + R_A + R_R \quad (40)$$

Rezultirajuća snaga potrebna za svladavanje ukupnog otpora broda se naziva snaga teglenja. Definira se kao ona snaga koju bi trebalo uložiti da bi se brod teglilo zadanom brzinom. Algebarska jednaedžba je

$$P_E = R_T \times v_s \quad (41)$$

pri čemu je:

- $v_s$  [m/s] - brzina broda.

Sila koja se u konačnici propeler isporučuje okolnoj vodi, da bi brod plovio zadanom brzinom, se naziva sila poriva ( $F_T$ ). Rezultirajuća snaga potrebna za silu poriva i zadanu brzinu se naziva snaga poriva i biti će veća od snage teglenja, pošto se moraju svladati i gubici propelera.

## 5.2. Brodski propeleri

Propulzor je naprava koja na vozilo/plovilo, na koje je ugrađena, djeluje prikladno usmjerenom silom s namjerom da se ostvari gibanje ili pozicioniranje vozila/plovila, odnosno da to vozilo/plovilo djeluje potrebnom silom na neke druge objekte. Propulzori se dijele u dvije skupine :

- Aktivni – jedno hvatište porivne sile nalazi se u točki koja je čvrsto (trajno) povezana sa Zemljom (npr. lanac, motka, lokomotiva)
- Reaktivni – pogonski stroj je na brodu. Propulzor ubrzava neku masu, djelujući na nju silom, u smjeru suprotnom od gibanja (npr. brodsko kolo, veslo, KB propulzor, mlazni propulzor, brodski vijak).

(Nap.a. – U brodograđevnom tehničkom žargonu pojmovi brodski vijak, propela, propeler su istovjetni, iako vijak nije istovjetan propeleru. U ovome radu je zadržana navedena istoznačnost. )



Propeler je najčešća vrsta propulzora. Spada u skupinu čistih propulzora (služi samo za ostvarivanje porivne sile, ali ne i za promjene smjera gibanja). Većina brodova ima barem jedan propeler, česte su izvedbe i s dva propelera, puno rjeđe s tri propelera.

Geometrijske karakteristike propelera koje su bitne za analizu:

- $D_p$  [m] - promjer propelera. Generalno, bira se promjer propelera za najveću korisnost propelera. Ipak, mora se voditi računa međuutjecaju vijak-trup, te minimalnim razmacima od trupa koji se time zahtijevaju.
- $z_p$  [-] - broj krila propelera. Generalno, korisnost propelera je veća što je manji broj krila. No, mora se voditi računa o mehaničkoj čvrstoći propelera i vibracijama krme koje rad propelera pobuđuje. Broj krilaca se kreće u rasponu 2-8, ali trgovački brodovi uglavnom imaju u 4-6 krila.
- $u_p$  [m] - uspon propelera. Uspón je aksijalni pomak točke na vijku pri jednom punom okretaju.
- $A_e/A_0$  [-] - omjer razvijene površine. Veličina koja dobro opisuje svu znanost propulzije. Manja razvijena površina znači da će otpor broda biti manji, pošto će krilo manje opstruirati slobodna strujanja. Ali, manja razvijena površina znači da će za postizanje iste snage poriva, propeler imati veću brzinu vrtnje. Veća brzina vrtnje podrazumijeva veću opasnost od kavitacije i erozijskih oštećenja. Balans između otpora, korisnosti i kavitacije je sama srž discipline propulzije.

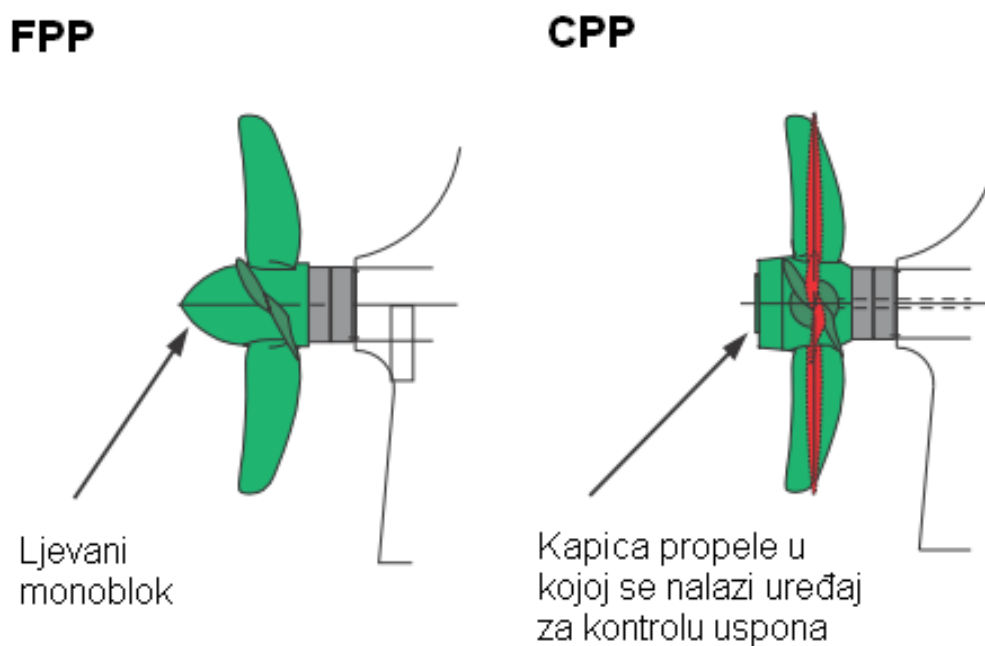
Postoje tri skupine propelera:

- FPP - (eng. Fixed pitch propeller) propeleri kod kojih nije moguće mijenjati uspon (položaj) krilaca propelera..
- Propeleri s podesivim krilima – moguće je promijeniti uspon krila, ali samo mehanički na doku, ne tijekom vožnje. Česti na malim brodovima
- CPP - (eng. Controllable pitch propeller) propeleri kod kojih je moguće mijenjati uspon krilaca tijekom plovidbe pomoću ugrađenog hidrauličkog uređaja.

Kod FPP položaj krila projektno određen, ali se tijekom eksploatacije broda mijenjaju uvjeti rada (npr. teško more, obraštanje trupa). Ti, promijenjeni, uvjeti bi zahtijevali novi uspon krila, ali pošto to nije moguće postići, smanjuje se korisnost propelera i upravljivost broda. Smanjenje korisnosti se ne promatra toliko drastično, pošto se brodski DM uvijek proračunavaju s rezervom snage, ali smanjenoj upravljivosti se ne može značajnije doskočiti. S toga se FPP ugrađuju na teretne brodove u kojima je upravljivost sekundarna veličina. FPP

se izrađuju iz jednog komada lijevanjem, najčešće bakrenim legurama. Jeftiniji su u odnosu na CPP.

Kod CPP navedenih problema nema. Nadalje, nestaje potreba za prekretnim uređajem na pogonskom stroju pošto se vožnja krmom može obaviti zakretom krilaca. Treba naglasiti da je pri istom usponu za iste uvjete rada, korisnost FPP veća, jer je CPP veći zbog kontrolne jedinice koju treba smjestiti u njega. Nadalje, pri ugradnji CPP treba na brodu naći dodatno mjesta za hidraulički uređaj. Dodatan nedostatak CPP je činjenica što su tehnički kompliciraniji, što znači nepouzdaniji. CPP se ugrađuje na brodove kod kojih postoji velika potreba za upravljivošću (npr. RO-RO brodovi, trajekti). Ponekad se CPP ugrađuje i na brodove u kojima postoji značajan PTO s brodskog DM (eng. Power take-off – generator električne energije spojen na vratilo DM), te se promjenjivim usponom mogu regulirati varijacije u snazi izazvane volatilnom potrošnjom električne energije.



Slika 8. FPP i CPP propeler [14]

### 5.2.1. Uzajamni utjecaj trupa i vijka broda

Gibanjem broda kroz vodu, zbog hrapavosti trupa, se oko trupa broda stvara frikcijski sloj (vode). U dijelu gdje je taj sloj vode dovoljno blizu trupu, brzina u sloju je jednaka brzini broda. Udaljavanjem od trupa, brzina se smanjuje dok teoretski ne padne na nulu. Nadalje, debljina sloja se povećava s duljinom broda, tj. najtanji je na pramcu a najdeblji na krmu. To

znači da propeler koji je smješten na krmi (gdje je frikcijski sloj najdeblji), više nema brzinu napredovanja jednaku brzini broda, već manju jer radi u poremećenom polju brzina u odnosu na idealni slučaj. Ta razlika (pojava) između brzine broda i brzine napredovanja vijka se naziva sustrujanje (brzina sustrujanja), a frikcijsko polje se naziva poljem sustrujanja vode. Sustrujanje se izražava preko koeficijenta sustrujanja koji je definiran s izrazom

$$w = \frac{v_W}{v_s} = \frac{v_s - v_A}{v_s} \quad (42)$$

pri čemu je:

- $v_W$  [m/s] - brzina sustrujanja
- $v_A$  [m/s] - brzina napredovanja vijka.

Brzina napredovanja vijka se s toga može računati

$$v_A = v_s(1 - w) \quad (43)$$

Koeficijent sustrujanja se dobiva eksperimentalno ili regresijskim metodama dobivenim iz eksperimentalnih/modelskih ispitivanja.

Pri radu vijka (rotaciji) se u okolini vijka javlja pad tlaka, što dovodi do pojave u kojoj se jedan dio vode vraća natrag do vijka, tj. vijak "upija" okolnu vodu. Ta pojava se naziva upijanje i u konačnicu dovodi do povećanja otpora broda. Jednostavno, vijak gubi energiju na ubrzavanje vode koju je već ubrzao. Veličina upijanja se izražava koeficijentom upijanja ili koeficijentom gubitka poriva kao

$$t = \frac{F}{F_T}$$

$$1 - t = \frac{R_T}{F_T} \quad (44)$$

pri čemu je:

- $F$  [N] - gubitak poriva.

Kao i koeficijent sustrujanja, koeficijent upijanja se dobiva eksperimentalno ili regresijskim metodama dobivenima dobivenim iz eksperimentalnih/modelskih ispitivanja.

### 5.2.2. Faktori korisnosti i bezdimenzionalni koeficijenti propelera

Propeleri se ispituju modelskim ispitivanjima. Kroz godine ispitivanja došlo do određenih bezdimenzijskih karakteristika koje lakše opisuju rezultate ispitivanja i pomažu u daljnjem proračunu.

Koeficijent napredovanja se definira kao

$$J = \frac{v_A}{N_p D_p} \quad (45)$$

pri čemu je:

- $N_p$  [o/s] - brzina vrtnje propelera.

Koeficijent poriva se koristi za proračun poriva broda i definiran je kao

$$K_T = \frac{F_T}{\rho N_p^2 D_p^4} \cdot \quad (46)$$

Koeficijent momenta se koristi za proračun momenta na propelera i definiran je kao

$$K_Q = \frac{Q_p}{\rho N_p^2 D_p^5} \quad (47)$$

pri čemu je:

- $Q_p$  [Nm] - moment na propeleru.

Vrijednosti koeficijenta napredovanja, poriva i momenta se dobivaju eksperimentalno. Razvijene su serije propelera, tj. geometrijski definirani oblik propelera, za koje je iz pripadnih dijagrama serije (u ovisnosti o promjeru i usponu propelera) moguće iščitati gore navedene koeficijente. Najpoznatija serija je Wageningen B serija (WB serija) i svi propeleri za komercijalne brodovi su tog tipa.

Koeficijenta napredovanja, poriva i momenta se koriste za definiranje **korisnosti propelera u otvorenoj vožnji**, tj. korisnost propelera kada nije ugrađen na trup i radi u idealnim uvjetima. Jednadžba glasi

$$\eta_o = \frac{K_T J}{2 K_Q \pi} \quad (48)$$

**Korisnost trupa** se promatra kao utjecaj raznih hidrodinamičkih pojava koje i utječu na trup i dan je izrazom

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-w} \quad (49)$$

Korisnost trupa za komercijalne brodove s jednim vijkom se kreće u rasponu 1,1-1,4.

Snaga poriva se stoga može izraziti

$$P_T = \frac{P_E}{\eta_H} . \quad (50)$$

**Korisnost prijelaza** ( $\eta_R$ ) je vrijednost koja pokušava obuhvatiti efekt rotacijskog strujanja u okolici propelera. Vrijednost se dobiva eksperimentalnim putem.

**Korisnost propelera** se dobiva kao umnožak dviju korisnosti koje se odnose samo na rad propelera – korisnosti rotacije i korisnost u otvorenoj vožnji, tj. kao stoga može izraziti

$$\eta_B = \eta_O \eta_R . \quad (51)$$

**Korisnost propulzije** se izražava kao

$$\eta_D = \eta_O \eta_R \eta_H . \quad (52)$$

Isporučena snaga propelera je ona snaga koju brodski DM preko vratilnog voda predaje na pribornicu propelera (ukoliko je direktno spojen na propeler). Može se izraziti kao

$$P_D = \frac{P_E}{\eta_D} = \frac{P_T}{\eta_B} . \quad (53)$$

### 5.3. Propelerski zakon i režimi rada brodskog DM

Najveći dio otpora broda se ponaša proporcionalno kvadratu brzine. S toga se potrebna snaga propelera može zapisati kao

$$P_B = C \cdot N_p^3 \quad (54)$$

pri čemu je:

- $C$  [-] - konstanta.

Jednadžba 53. se naziva propelerski zakon i govori da se potrebna snaga propelera ponaša proporcionalno kubu brzine vrtnje.

U razradi karakteristika DM, najzanimljivijom vezom se smatra ovisnost karakteristika rada motora o brzini broda. Tako se dobivaju informacije o osnovnim parametrima snage, zakretnog momenta, prosječnog efektivnog tlaka, itd. Te se karakteristike mogu odnositi na različite uvjete rada, kao npr. na isto doziranje goriva kod svih brzina vrtnje ili maksimalna temperatura izgaranja pri različitim kutnim brzinama.

Glavna karakteristika motora je njegova snaga, tj. njegova efektivna snaga (onu koju motor daje na svom vratilu  $-P_{dm}$ ). Po svojim karakteristikama razlikuje više vrsta efektivnih snaga, poput:

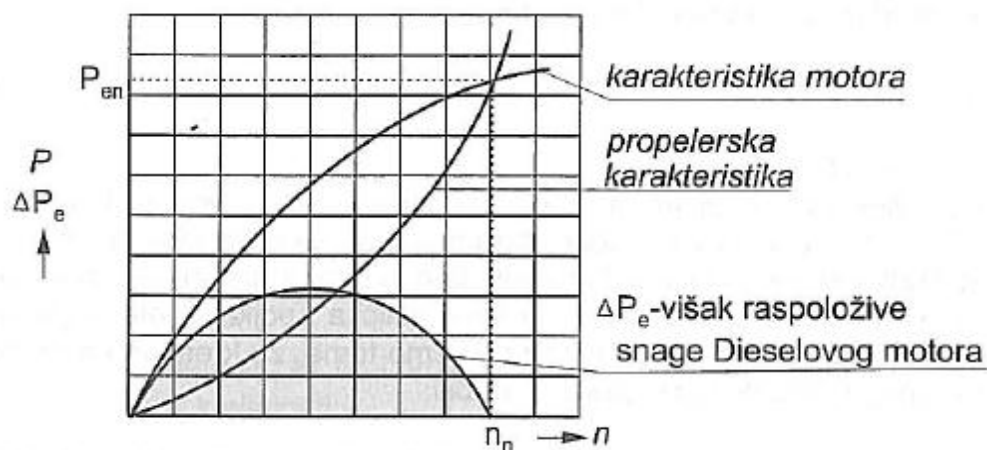
- Nominalna snaga ( $P_n$ ) – to je proračunska efektivna snaga za koju je motor projektiran i koju može trajno davati. U proračunima se uzima kao 100% snage motora. Nominalna snaga se označava i skraćenicom MCR (eng. maximum continuous rating). Sve druge snage se određuju u odnosu prema nominalnoj. Brzina vrtnje pri nominalnoj snazi se naziva nominalna brzina vrtnje.
- Ugovorna nominalna snaga ( $P_{SMCR}$ ) – to je nominalna snaga koja se stoji u kupoprodajnom ugovoru. Koristi se i skraćenica SMCR.
- Maksimalna snaga ( $P_{max}$ ) – to je najveća dopuštena efektivna snaga pri pogonu DM i iznosi 110% nominalne snage. Motor smije tu snagu razvijati maksimalno 1-2 sata.
- Eksploatacijska snaga ( $P_{eks}$ ) – to je najveća efektivna snaga koju motor smije proizvoditi bez ograničenja vremena. Naziva se SCR (eng. service continuous rating). Uzima se najčešće kao 80-90% od nominalne snage. Vrlo je blizu ekonomične snage.
- Ekonomična snaga ( $P_{eks}$ ) – trajna snaga na kojoj se postiže najmanji specifični potrošak goriva.
- Minimalna snaga ( $P_{min}$ ) – to je snaga koju propeler može razviti pri minimalnom a još stabilnoj brzini vrtnje.
- Granična snaga ( $P_{gr}$ ) – to je snaga koja se dobiva kada se pri različitim brzinama vrtnje, regulira dotok goriva tako da se uvijek postiže maksimalni prosječni inducirani tlak. Iznad granične snage, motor za zadanu brzinu vrtnje, ne može dati veću snagu. Plovidba blizu granične snage nije dopuštena.

Osim granične snage, određuju se za motor i druge (strože) granične karakteristike, prema kojima motor može zaista raditi bez opasnosti od preopterećenja. Najčešći granični uvjet su:

- I. Da je prosječni efektivni tlak konstantan, tj. za pojedinu brzinu vrtnje ne smije biti veći od prosječnog efektivnog tlaka u nominalnom stanju
- II. Da zakretni moment ne smije biti veći od nominalnog zakretnog momenta
- III. Uvjet da višak zraka bude konstantan ( $\lambda = const$ ).

Karakteristike brodskog DM pokazuje što DM u datom trenutku može dati, dok propelerske karakteristike pokazuju što se od DM za pri određenoj brzini traži. Karakteristika DM se ponaša proporcionalno kvadratu brzine vrtnje (slika 8.).

Karakteristika propelera je volatilnog karaktera. Ovisi o brzini broda, vjetru, uzburkanosti mora, istisnini broda, itd. Općenito se može reći da je karakteristika propelerske karakteristike činjenica da je pojedinačnu propelersku karakteristiku vrijedi uvjet da je koeficijent napredovanja konstanta ( $J = const$ ). Nadalje, u koliko se radi o FPP i istim uvjetima plovidbe, postoji samo jedna propelerska karakteristika, tzv. "proračunska" karakteristika. Na njoj se nalaze točke za sve eksploatacijske snage ( $P_n, P_{max}, P_{eks}$ ). Sjecište propelerske karakteristike s nominalnom snagom se naziva radna točka i određuje nominalnu brzinu vrtnje. Razlika između karakteristike motora i propelerske karakteristike predstavlja rezervu snage [2].

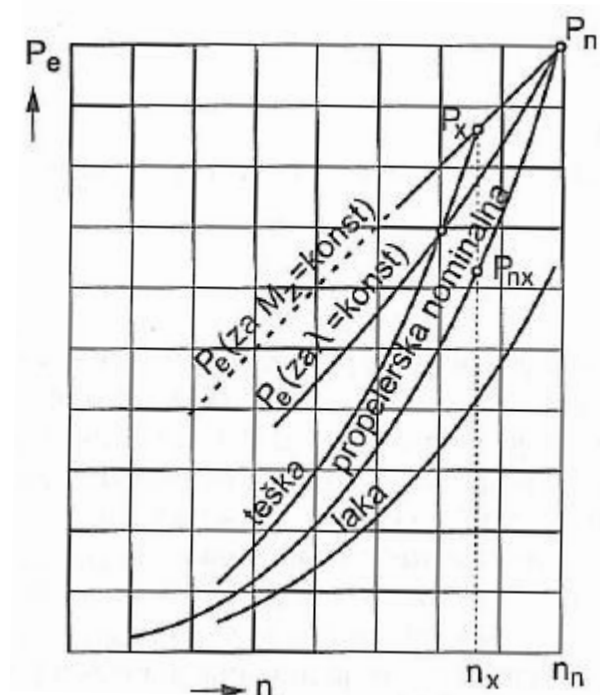


Slika 9. Karakteristike brodskog DM i propelera [2]

Propelerska karakteristika jednog te istog propelera nije uvijek ista. Ona se mijenja kad se mijenjaju parametri samog propelera poput npr. oštećenja propelera, zakret krila (u slučaju da je CPP). Nadalje propelerska karakteristika se mijenja kada se promjeni otpor broda zbog vanjskih uvjeta, kao npr. promjena gaza, mirno ili valovito more, promjena snage ili smjera vjetra, itd. Propelerska karakteristika tada poprima novi koeficijent napredovanja, tj. "pomiče" se. Promjena/pomak propelerske krivulje predstavljaju za DM novi **režim rada**. Novi režim rada za DM predstavlja nove uvjete koje mora zadovoljiti da bi postigao željenu brzinu broda. U osnovi, vezana je za promjenu poriva broda ovisno o brzini broda ( $F_T = F_T(v_s)$ ). Kao osnova za usporedbu služi nominalna propelerska karakteristika koja definira nominalnu snagu i nominalnu brzinu vrtnje. Na slici 4. je prikazan konkretan slučaj više režima rada i vidljiva razlika između nominalne propelerske krivulje, teške propelerske

krivulje i lake propellerske krivulje. DM može raditi na različitim režimima samo ako se mijenja položaj dozirnih organa goriva.

Teška propellerska krivulja propellerska krivulja ili tzv. "teški propeler" je karakteristika koja se povezuje uz teško stanje mora, jak vjetar u pramac, povećan gaz, tegljenje, pri plovidbi u plitkom valovitom moru, obraštanje trupa itd. Teški propeler ima manji koeficijent napredovanja od nominalne propellerske karakteristike, dok se skliz povećao. Vidljivo je da propeler za istu brzinu vrtnje mora isporučiti veću snagu. Na slici 9. su ucrtane granične krivulje za slučaj da se kao granica uzima konstantan nominalni zakretni moment i granična krivulja da se kao granica uzima konstantan pretičak zraka. Vidi se da za nominalnu brzinu vrtnje pri radu u režimu teškog propelera, DM ne može postići zahtijevanu snagu (osim da ne uđe u kritično područje). Laka propellerska krivulja ili tzv. "laki propeler" se povezuje s plovidbom u balastu, s vjetrom u krmu ili plovidbom u smjeru struje. Laki propeler ima veći koeficijent napredovanja od nominalnog, dok se skliz propelera smanjio. Pri istom nominalnoj brzini vrtnje je manja potrebna snaga.



Slika 10. Različite propellerske krivulje [2]



## 6. MATEMATIČKI MODEL UZDUŽNOG GIBANJA BRODA

Model uzdužnog kretanja broda je opisan diferencijalnom jednačbom

$$(M_s + M_{hydro}) \frac{dy_s}{dt} = F_T - F - R_T \quad (55)$$

pri čemu su:

- $M_s$  [kg] - masa broda
- $M_{hydro}$  [kg] - hidrodinamička masa. To je fiktivna masa koja se dodaje masi broda da bi se opisale hidrodinamičke sile koje nastaju prilikom ubrzanja broda.

Matematički model sastoji još od dva podmodela – podmodel proračuna otpora i podmodel proračuna propelerskih vrijednosti.

### 6.1. Podmodel proračuna otpora

Postoji nekoliko metoda za proračun otpora razvijeni regresijskom analizom usporedbe stvarnih podata i modelskih ispitivanja. Za komercijalne brodove najraširenije je Holtrop-Mennen metoda [16].

Prema [16] ukupni otpor se računa

$$R_T = R_F(1 + k_1) + R_{APP} + R_W + R_B + R_{TR} + R_A \quad (56)$$

pri čemu su:

- $(1 + k_1)$  [-] - koeficijent
- $R_{APP}$  [N] - otpor dodataka. Uzima se kao 2% otpora trenja.
- $R_W$  [N] - otpor valova
- $R_B$  [N] - otpor bulba
- $R_{TR}$  [N] - otpor krme
- $R_A$  [N] - otpor korelacije s modelom.

Prema [16] koeficijent sustrujanja, koeficijent upijanja i korisnost prijelaza se računaju

$$\begin{aligned}
 w &= c_9 C_V \frac{LWL}{T_A} \left( 0,0661875 + 1,21756 c_{11} \frac{C_V}{1 - C_{p1}} \right) + 0,24558 \sqrt{\frac{B}{LWL(1 - C_{p1})}} - \\
 &\quad - \frac{0,09726}{0,95 - C_p} + \frac{0,11434}{0,95 - C_B} + 0,75 C_V C_{stern} + 0,002 C_{stern} \\
 t &= 0,001979 \frac{LWL}{B - BC_{p1}} - 0,0585 c_{10} - 0,00524 - 0,1418 \frac{D_p^2}{BD} + 0,0015 C_{stern} \\
 \eta_R &= 0,9922 - 0,05908 \frac{A_E}{A_0} + 0,07424 (C_p - 0,0225 lcb)
 \end{aligned} \tag{57}$$

Za detaljnu razradu izraza 55. i 56. pogledati literaturu [16].

## 6.2. Podmodel proračuna propellerskih vrijednosti

Koeficijent poriva i momenta propelera su vrijednosti koje se dobivaju modelskim ispitivanjem serije propelera. Za WB seriju jednadžba za izračun koeficijenata ima preko 40 članova. U podmedulu je uvedeno pojednostavljenje da su koeficijenti poriva i momenta približno u linearnoj ovisnosti o koeficijentu napredovanja

$$K_Q = k_{Q1} + k_{Q2} J \quad . \tag{58}$$

$$K_T = k_{kt1} + k_{kt2} J \quad . \tag{59}$$

pri čemu su:

- $k_{Q1}, k_{Q2}[-]$  - koeficijenti
- $k_{kt1}, k_{kt2}[-]$  - koeficijenti.

Za određivanje koeficijenata jednadžbi 57. i 58. je potrebno isčitati par vrijednosti iz dijagrama WB serije za poznati uspon, promjer vijka i omjer površina.

Ostale vrijednosti propelera se dobivaju sukladno jednadžbama 44.-49., 51.-52.

## 7. SIMULACIJA

Prilikom izrade simulacije na raspolaganju su bili podaci za 6-S50-MC-C motor proizveden u Uljanik Strojogradnja d.d. pod licencom MAN SE. Podaci o motoru su sljedeći:

Tipska oznaka motora.....	6-S50-MC-C
Proces.....	2T
Nazivna snaga motora (SMCR).....	8600 kW
Nazivna brzina vrtnje.....	121 o/min
Srednji efektivni tlak.....	18,1 bar
Srednji indicirani tlak.....	19,9 bar
Maksimalni srednji indicirani tlak .....	151,1 bar
Specifična potrošnja goriva.....	173,4 g /(kWh)
Broj cilindara .....	6
Promjer cilindra .....	500 mm
Stapaj .....	2000 mm
Broj turbopuhala .....	1
Tipska oznaka turbopuhala .....	MAN TCA-66
Nazivna brzina vrtnje turbopuhala.....	14820 o/min
Vrsta prednabijanja .....	s konstantnim tlakom
Moment tromosti rotora turbopuhala .....	11 kgm <sup>2</sup>
Moment tromosti motora, vratilnog voda i vijka.....	29135 kgm <sup>2</sup>

Osim navedenih podataka bili su poznati još podaci o indeksu pumpe očitani na radnom stolu te MAN project guide dan od proizvođača.

Koeficijenti potrebni za simulaciju (proračunati za navedeni motor) su :

- $\eta_{exh} = 1,1392$  (jednadžba 9.)
- $k_c = 4,5895 * 10^5$  (jednadžba 20.)
- $k_{AC1}=0.9097$ ;  $k_{AC2}= 0.0106$  ;  $k_{AC3}= -4,5895 * 10^{-4}$  (jednadžba 25.)
- $x_{r0}$  - (jednadžba 27.) odredio se iz dobivenih podataka za indeks pumpe gorive.

Napravio se Lookup dijagram u SIMULINK.u u ovisnosti o brzine vrtnje.

- $k_p=0,0012$ ;  $k_i= 0,001875$  ;  $k_d= 0,00045$  (jednadžba 27.)
- $k_{Q1}=0,0082$ ;  $k_{Q2}= -0,00583$  (Jednadžba 58.)
- $k_{kt1}=0,5$ ;  $k_{kt2}= -0,4274$  (jednadžba 59.)

Tijekom izrade rada, autor nije bio u stanju doći do podataka o nekim parametrima.

Geometriju turbine turbopunjača nije bilo moguće saznati. S toga se efektivna površina nastrujavanja odredila numeričkim putem. Koeficijenti Jednadžbe 27. iznose

- $k_{t0}=-0,1705$ ;  $k_{t1}= 6,9983$  ;  $k_{t2}= -1.8661$  .

Nije bilo moguće nabaviti međuvezu otvaranja usisnih otvora i ispušnog ventila DM u vezi za zakretom koljenastog vratila (jednadžba 7. i 8.). Pokušaji numeričke iteracije su donijeli polovične rezultate uz malu stabilnost. Uz to, bilo bi potrebno stalno korigirati Jednadžbu 7. da bi se dobili točni rezultati. Najprihvatljivijim rješenjem se pokazalo prikazivanje masenog protok zraka kao Lookup tablicu u ovisnosti o temperaturi na izlazu iz kompresora prema vrijednostima danima u MAN Project guidu za raspoloživi motor.

Nije bilo moguće saznati geometriju hladnjaka zraka, stoga se uzeo gubitak tlaka u iznosu od 2% tlaka na izlazu iz kompresora.

Nije bilo moguće doći do podataka o oplakanoj površini privjesaka broda koja je potrebna za proračun otpora privjesaka u [16]. Otpor privjesaka se usvojio kao 3% otpora forme. Nadalje, zbog malih relativnih vrijednosti zanemario se otpor bulba.

Geometrijski podaci za brod su sljedeći:

LOA.....	189,9 m
LPP .....	182 m
LWL.....	186.2 m
B.....	32,24 m
T.....	12,35 m
DWT.....	51856
CB.....	0,8365
CM.....	0,997
CP.....	0,8394
CWP.....	0,9409
lcb .....	0,5%

---

AT.....	23 m <sup>2</sup>
Masa.....	65000 ton
Projektna brzina.....	14 čv

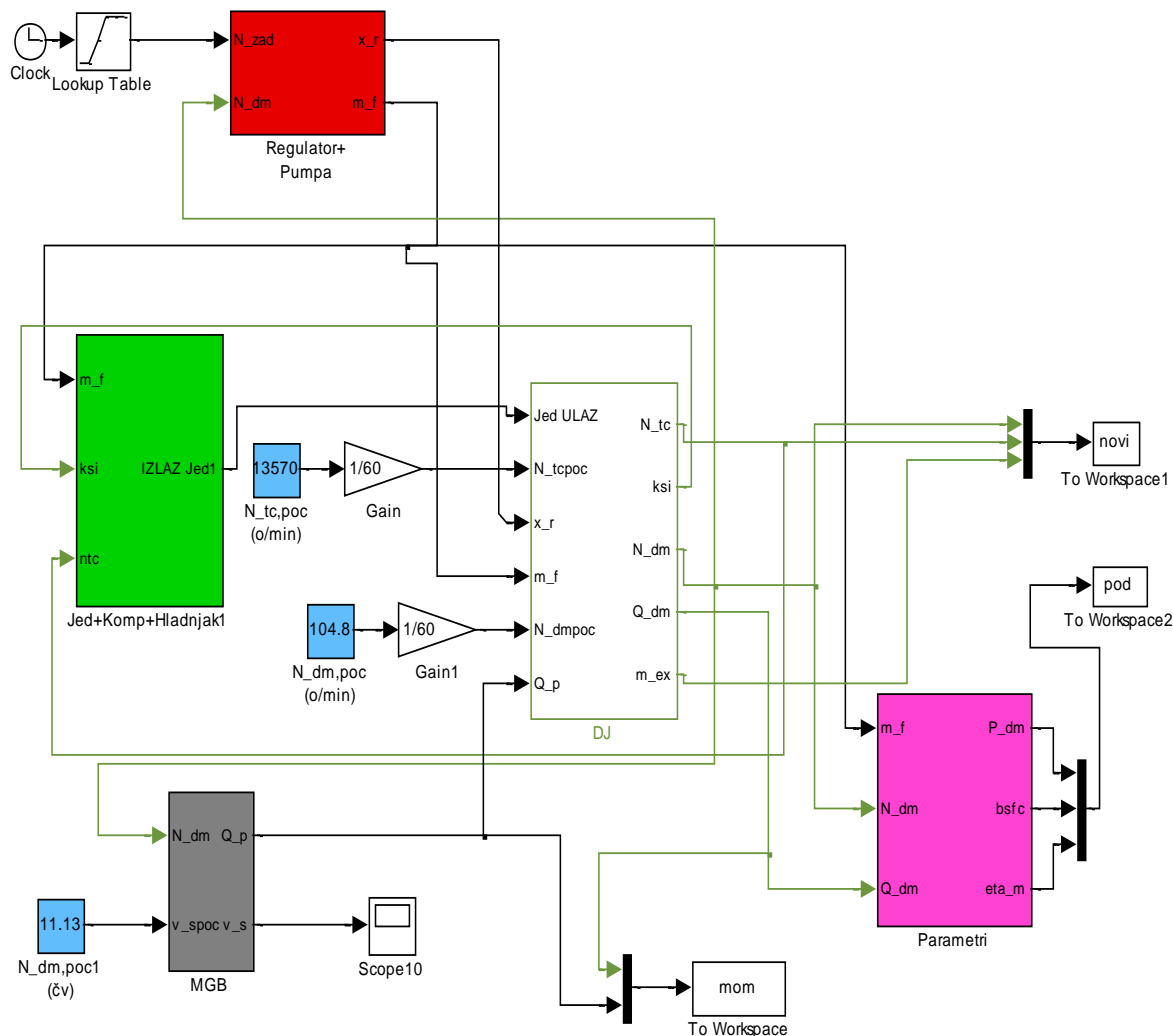
Karakteristike propelera nisu bile poznate, stoga se do podataka došlo iterativnim putem. Oni iznose :

D <sub>p</sub> .....	4,8 m
z <sub>p</sub> .....	4 m
A <sub>e</sub> /A <sub>0</sub> .....	0,55

Simulacija se provela na 4 načina:

1. Povećanje brzine vrtnje motora do konstantne vrijednosti - Simulacija 1.
2. Teški propeler - Simulacija 2.
3. Premali propeler - Simulacija 3.
4. Nagla promjena brzine vrtnje - Simulacija 4.

(Nap.a – U Simulaciji 1 su se pokazali dijagramski prikazali svi mogući parametri koji simulator predočuje. U naknadnim simulacijama su prikazani samo dijagrami iz kojih je vidljiva konkretna razlika u odnosu na stanje u Simulaciji 1. Moguće je prikazati i ostale parametre, ali se radi uštede prostora, dijagrame za te parametre izostavilo.)



Slika 11. Osnovni model (Simulink)

### 7.1. Simulacija 1. –Povećanje brzine vrtnje DM do konstantne vrijednosti

Simulacija je trajala 400s. Korištena je ode45 (Dormand-Prince) numerička integracija uz standardni korak i grešku u programu MATLAB/Simulink. Početna brzina vrtnje DM je iznosila 104,8 o/min (1,75 o/s). Početna brzina vrtnje TP je iznosila 226,17 o/min (13500 o/min). Početna brzina je iznosila 11,13 čv (5,73 m/s).

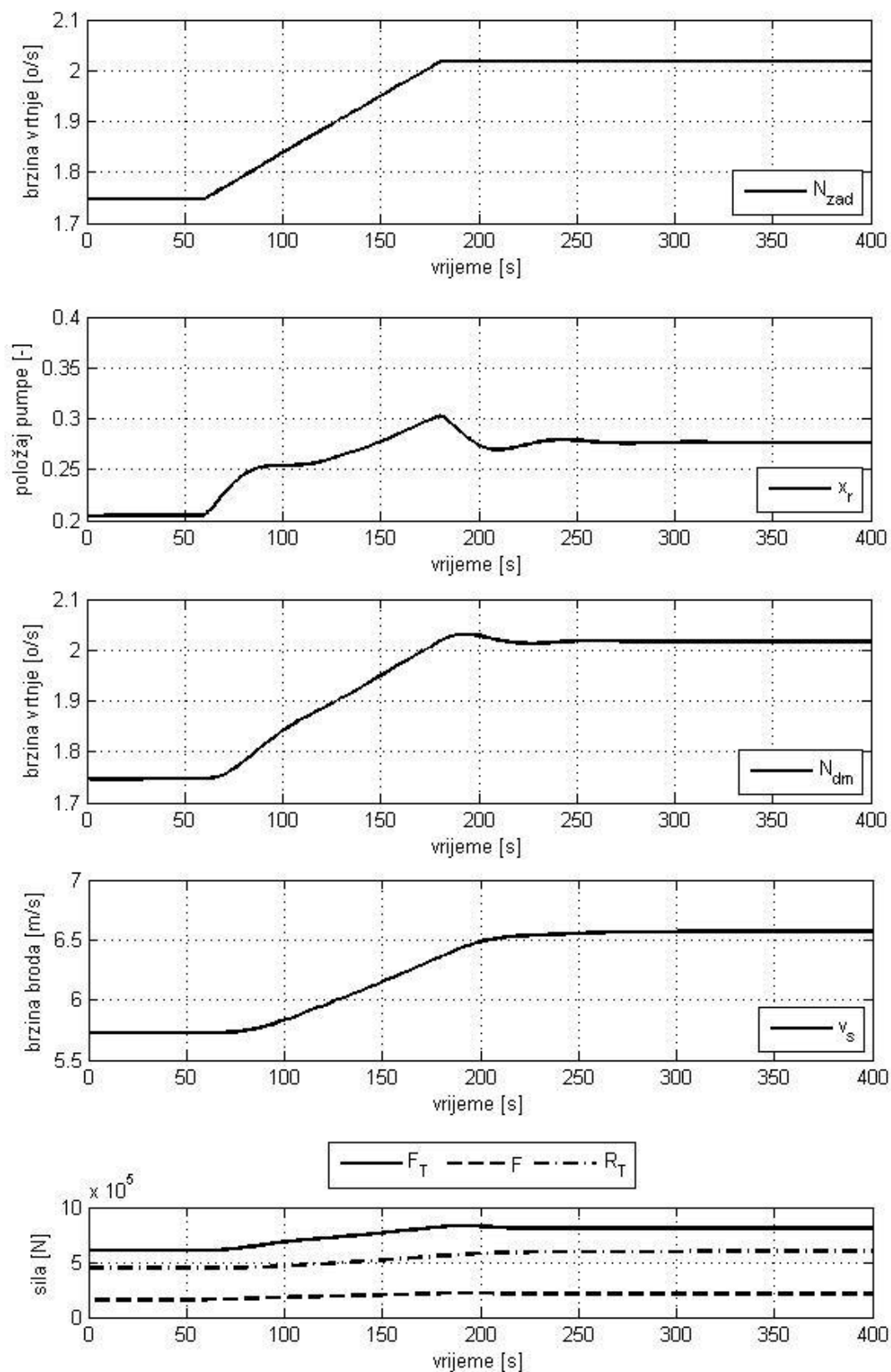
U razdoblju 0-60 s zadana brzina vrtnje je bila jednak početnoj. U tom se razdoblju eventualna nepolokapanja između početnih vrijednosti i stvarnih vrijednosti za zadanu brzinu vrtnje DM anuliraju.

U razdoblju 60-180 s sljedilo postupno ubrzanje broda na 2,02 m/s (121 o/min) (60-120 s ubrzanje na 113 o/min, 120-180 s 113 na 121 o/min). Razliku između stvarne i zahtijevanje brzine vrtnje registrira regulator, te šalje signal za povećanje protoka goriva. Rezultat toga je

povećanje snage DM, brzine vrtnje DM i momenta motora. Povećanje momenta DM ubrzava brod, što povećava otpor broda, potrebnu silu poriva i zahtijevani moment. Brzina vrtnje TP i tlak ispušnih plinova rastu zbog veće količine goriva, tj. većeg protoka ispušnih plinova kroz turbinu. To povećava tlačni omjer kompresora i dovodi veću količinu zraka u cilindar DM, što povećava tlak na ulazu u cilindar.

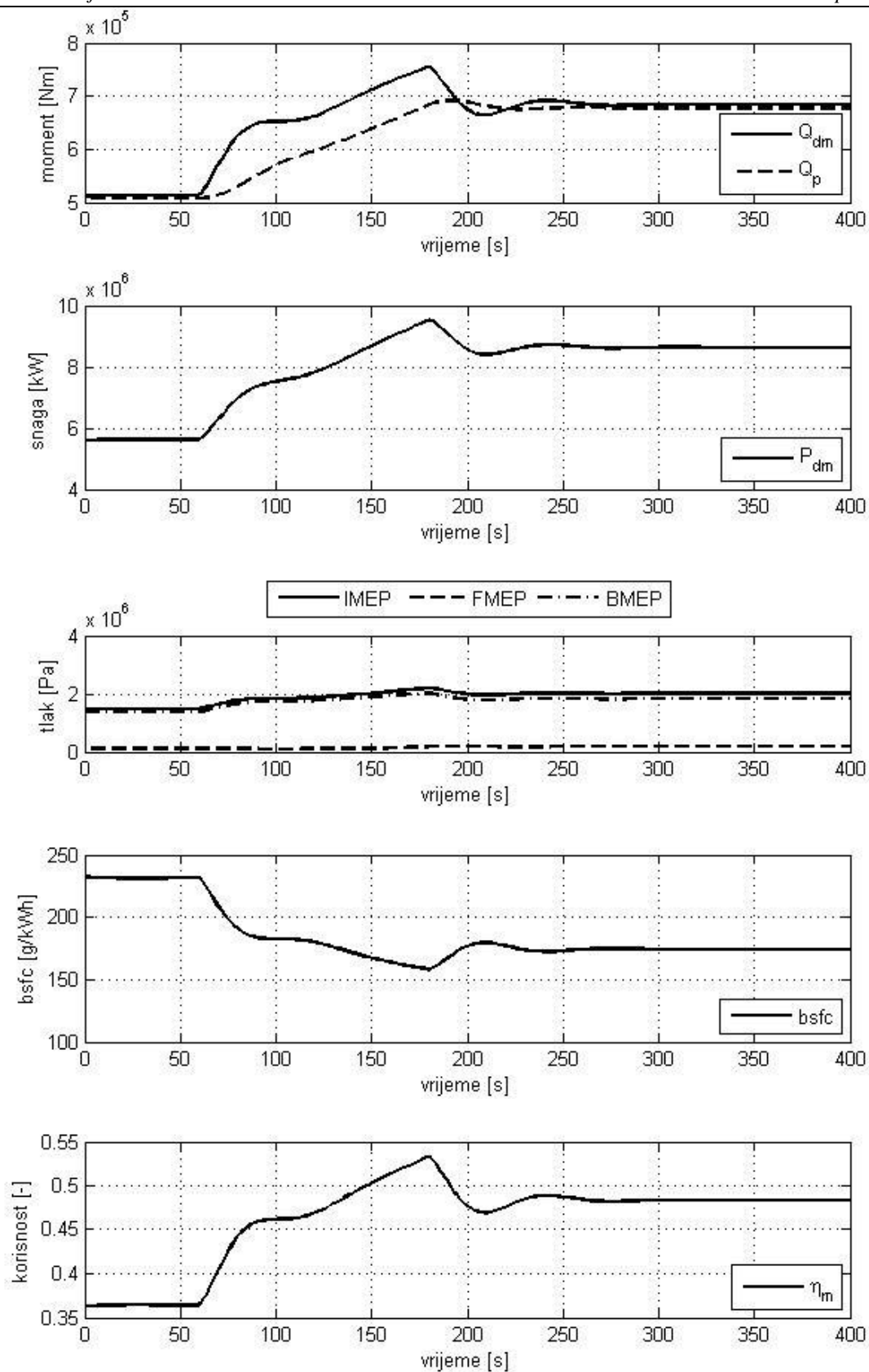
Ostatak simulacije zahtijevana brzina vrtnje je konstantna i iznosi 2,02 m/s. DM, zbog vlastite inercije, premašuje zahtijevanu brzinu vrtnje, na što regulator smanjuje protok goriva. U konačnici, brzina vrtnje i brzina broda se stabiliziraju na 310 s na vrijednostima 2,02 o/s i brzini 6,57 m/s (12,8 čv), što je greška od -9,4%. Snaga DM se ustaljuje na vrijednosti 8660 kW, što je greška od 0,5%. Odstupanje od projektne brzine i snage se može propisati iterativnom izboru dimenzija propelera. Nadalje, treba naglasiti da brod za nominalnu snagu, postiže projektnu brzinu samo jednom – na pokusnoj plovidbi. Daljnjom radom se ta brzina smanjuje. Moglo bi se raspravljati o tome da postignuti rezultati simulacije donekle i realnije opisuje eksploataciju broda. Brzina vrtnje TP se ustaljuje 247 o/s (14820 o/min), uz temperaturu ispušnih plinova od 589 K, tlak ispušnih plinova 3,621 bar i protok ispušnih plinova 21,28 kg/s. Specifični potrošak goriva se ustaljuje na vrijednosti 174g/kWh, što odgovara podacima proizvođača.

Zaključno, može se reći da simulacija uspješno prati rad DM i broda. Sve greške su nastale zbog manjku podatak o brzinama plovidbe i dimenzijama propelera. Odstupanje od pravilne snage i projektne brzine dovodi do zaključka da bi se daljnjom iteracijom mogle pronaći točnije dimenzije propelera.

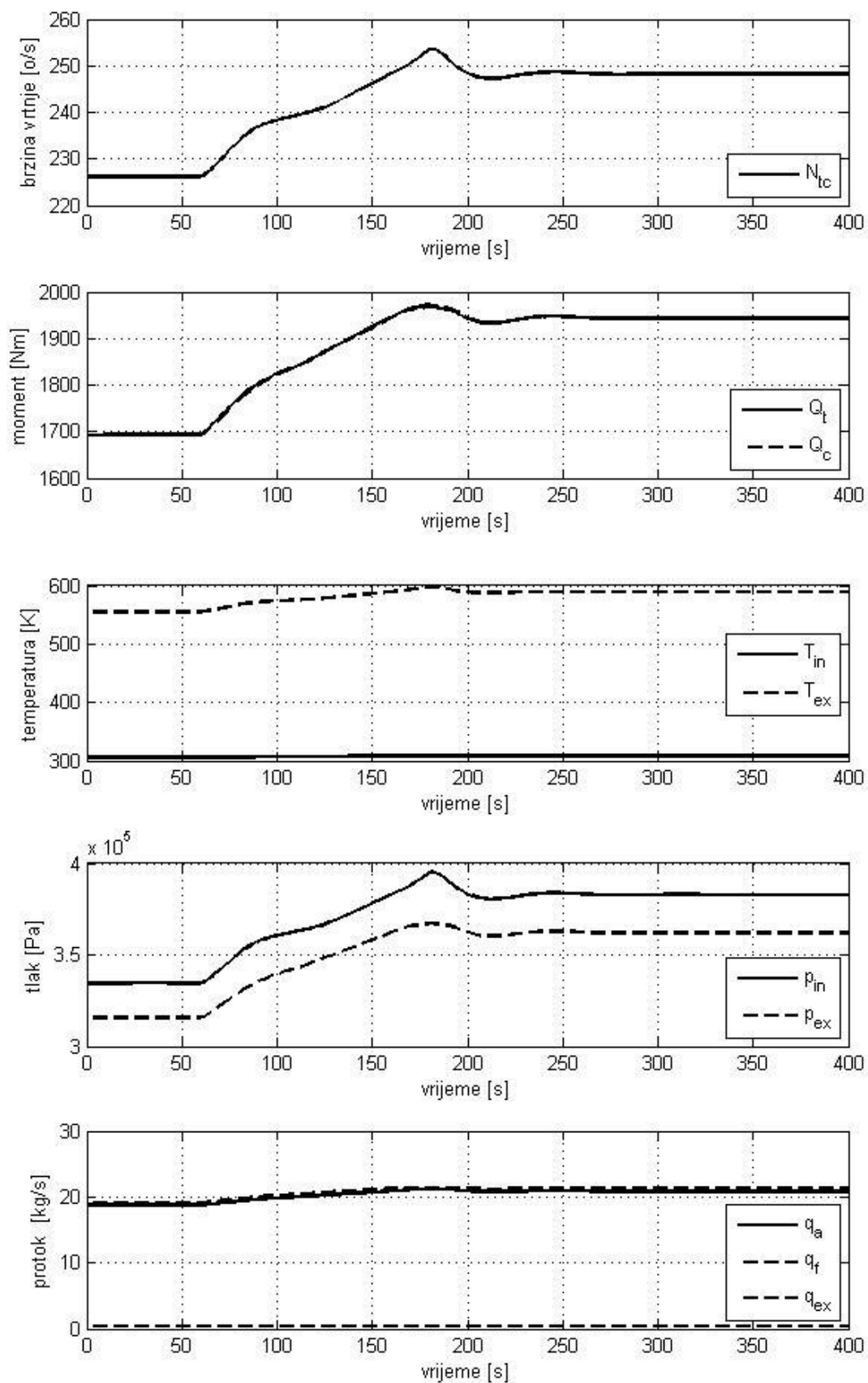


Slika 12. Rezultati Simulacije 1. (I dio)

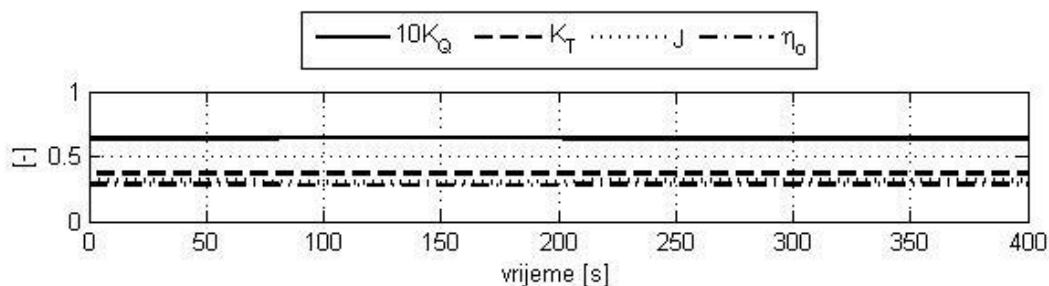




Slika 13. Rezultati Simulacije 1. (II dio)



Slika 14. Rezultati Simulacije 1. (III dio)



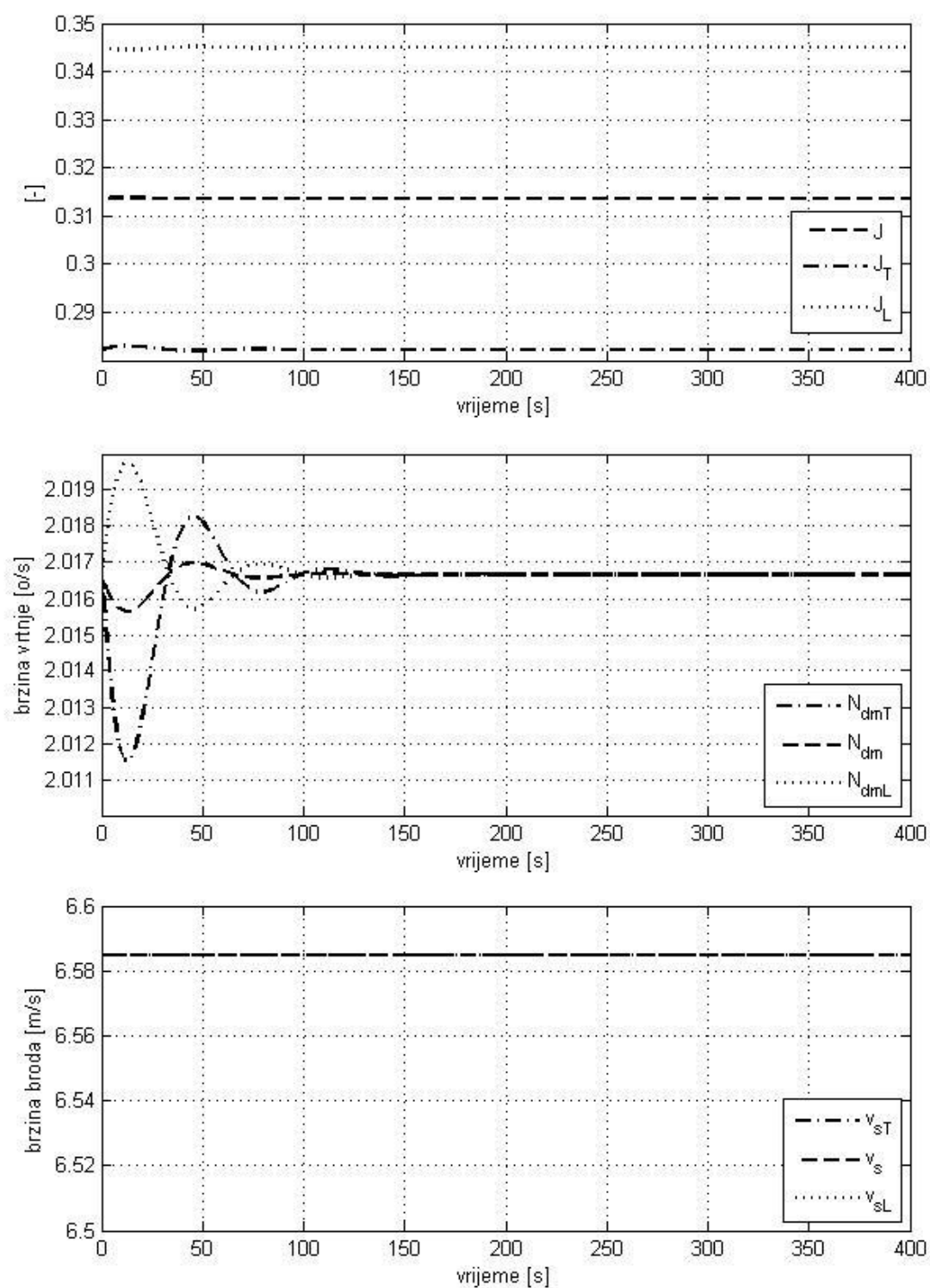
Slika 15. Rezultati Simulacije 1. (IV dio)

## 7.2. Simulacija 2. –Teški propeler / Laki propeler

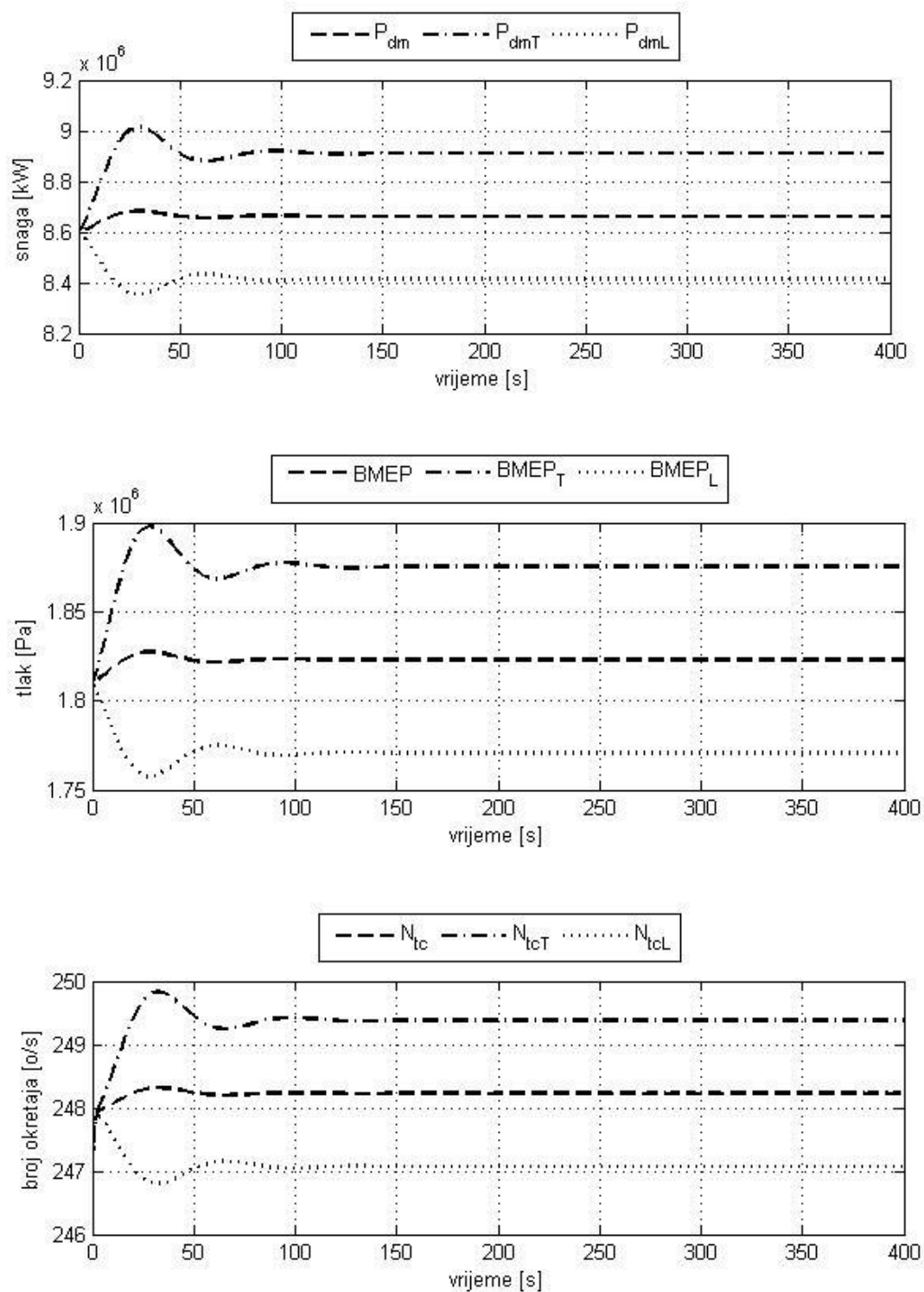
Teški i laki propeler su pojmovi koji su se pojasnili u odlomku 5.3. U Simulaciji 2. se pokušalo obuhvatiti nekoliko bazičnih parametara. Simulacija je trajala 400s. Korištena je ode45 (Dormand-Prince) numerička integracija uz standardni korak i grešku u programu MATLAB/Simulink. Simulacija je provedena na način da je zahtijevana brzina vrtnje konstantna i iznosi 1210/min. Početna brzina broda je 12,8 čv. Ograničili smo model gibanja broda na tu brzinu, jer je cilja pokazati koliko snage troši DM za istu brzinu vrtnje i istu brzinu plovidbe.

Kao parameter koji će definirati teški propeler se uzeo koeficijent napredovanja. Pretpostavilo se njegovo smanjenje od 10% u odnosu na Simulaciju 1. Takvi uvjeti rada su karakteristični naprimjer za dotrajali propeler koji uplovljava prema luci (pliće more). Kao parameter definicije lakog propelera uzeto povećanje koeficijenta napredovanja od 10% u odnosu na Simulaciju 1. Takvo je stanje karakteristično za plovljenje u struji.

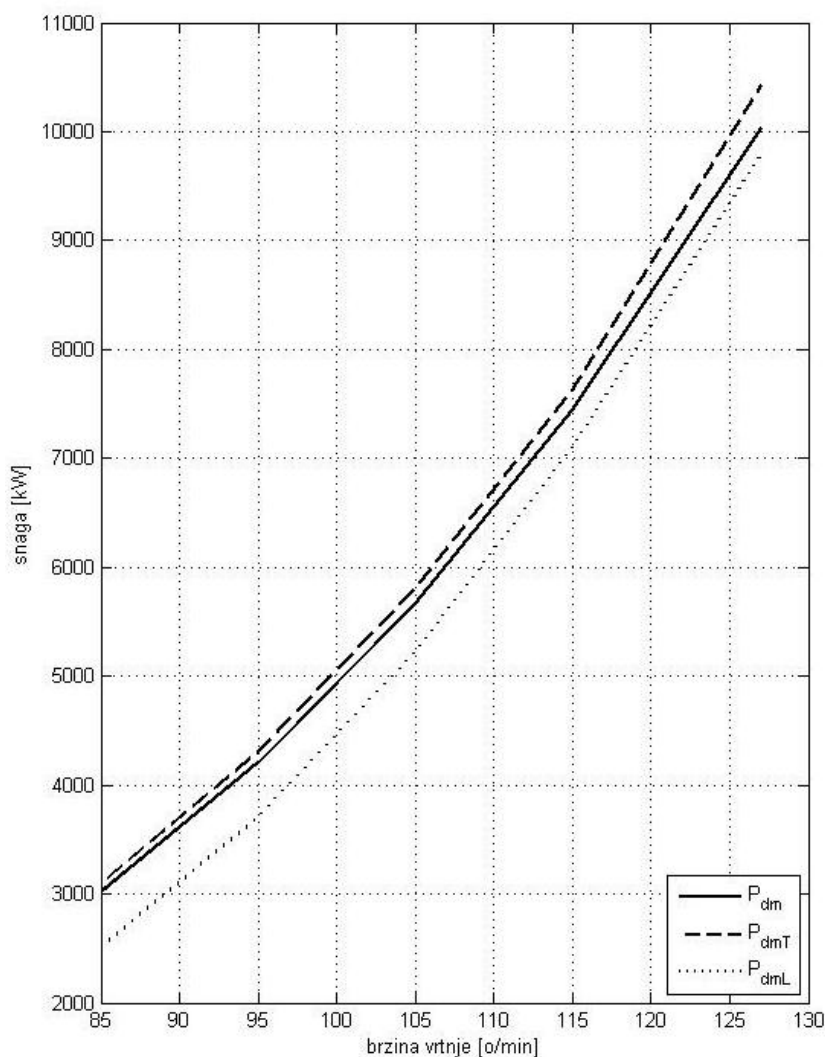
Vidljivo je da DM za teški propeler mora isporučivati više snage da bi zadovoljio istu brzinu za istu brzini vrtnje. Kod lakog propelera je obratno, manje snage za istoj brzini vrtnje. Nadalje, uočljivo je da da srednji efektivni tlak raste za teški propeler, što je u skladu s očekivanjima. Porast MEP povećava opterećenje motora, stoga se, na DM često ograničuje MEP. Za laki propeler MEP pada, tj. DM je manje opterećen. Varijacije u MEP uzrokuju varijacije brzine vrtnje TP. Specifična potrošnja goriva raste za teški propeler a pada za laki propeler.



Slika 16. Rezultati Simulacije 2. (I dio)



Slika 17. Rezultati Simulacije 2. (II dio)



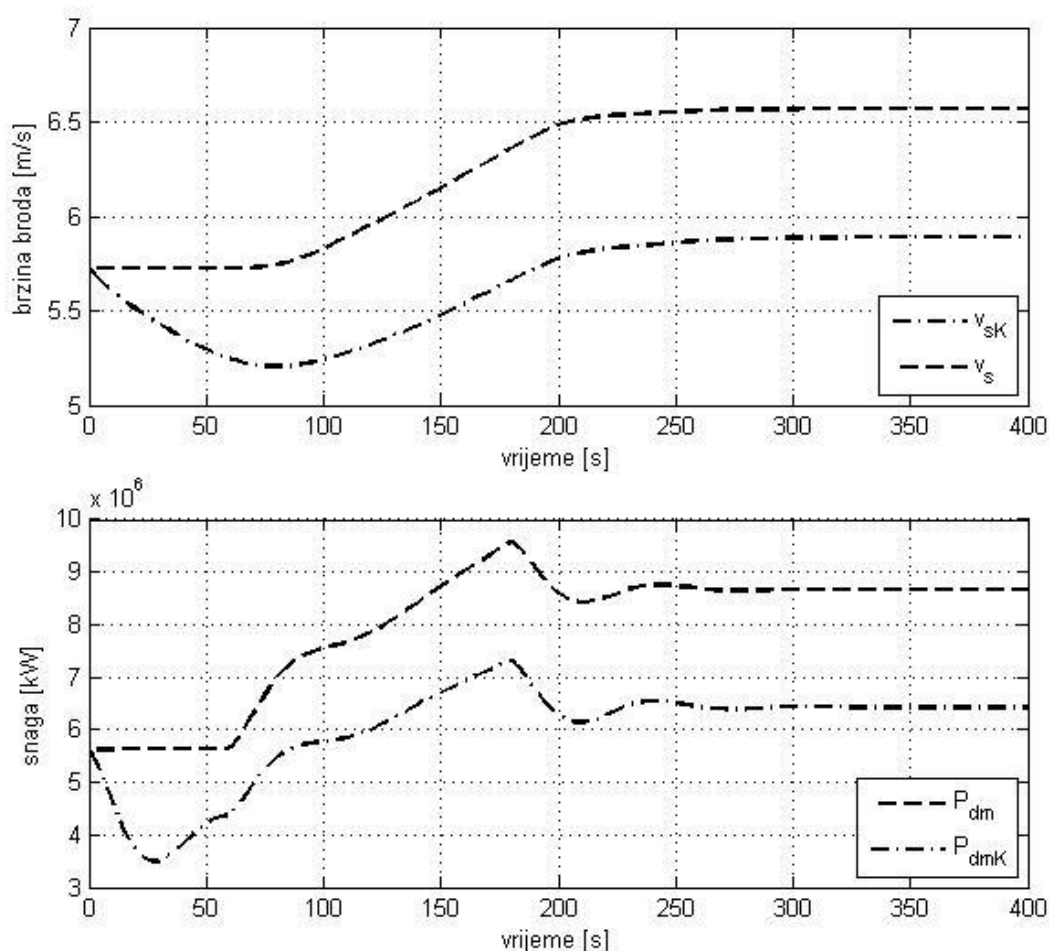
Slika 18. Propelerske krivulje za Simulaciju 2.

### 7.3. Simulacija 3. –Nepravilno izabran propeler

Da bi se pokazao koliki utjecaj ima pravilni proračun propelera, namjerno se izabrao krivi za Simulaciju 3. Uzeo se propeler s brojem promjera 4,6 m, brojem krila 4 i omjerom površina 0,6. Propeler je vrlo sličnih dimenzija kao i propeler korišten u Simulaciji 1. Kao grešku se namjerno uzelo krive koeficijente istovjetne kao u Simulaciji 1 i veći uspon. Simulacija je trajala 400s. Korištena je ode45 (Dormand-Prince) numerička integracija uz standardni korak i grešku u programu MATLAB/Simulink. Sve uzbuda i sve početne vrijednosti su istovjetne Simulaciji 1.

Vidljivo je iz rezultata da brod sporije plovi i da DM nije stanju razviti punu snagu. Ukoliko bi se daljnje smanjivalo promjer propelera, konačna brzina broda bi se još više smanjivala. Ukoliko bi se promjer propelera povećavao, dogodio bi se suprotan efekt. Kada snaga DM i

brzina broda dođu dovoljno blizu neke očekivane vrijednosti, promjer se može smatrati zadovoljavajućim, te se fino podešava dalje usponom i omjerom površina (uz promatranje korisnosti otvorene vožnje). Može se reći da se model može koristiti za brzo određivanje približnog promjera propelera.



Slika 19. Rezultati Simulacije 3. ; indeks K-nepravilni p.

#### 7.4. Simulacija 4. –Nagla promjena brzine vrtnje DM

Simulacija je trajala 600s. Korištena je ode45 (Dormand-Prince) numerička integracija uz standardni korak i grešku u programu MATLAB/Simulink. Početna brzina vrtnje DM je iznosila 121 o/min (2,2 o/s). Početna brzina vrtnje TP je iznosila 247 o/min (14820 o/min). Početna brzina je iznosila 12,8 čv (6,58 m/s).

U razdoblju 0-100 s zadana brzina vrtnje je bila jednaka početnoj. Za to vrijeme se sve vrijednosti ustaljuju.

U razdoblju 100-130 s slijedi nagli pad brzine vrtnje na 1,535 o/s (45% SMCR). Regulator reagira sa signalom za naglo smanjenjem dotoka goriva, što rezultira naglim padom indiciranog tlaka u cilindru te snage i momenta motora. Istovremeno pada i moment turbine zbog niže temperature ispušnih plinova, što rezultira smanjenjem brzine vrtnje TP. Moment DM je niži od momenta propelera, što rezultira smanjenjem brzine broda. Brzina broda se počinje smanjivati, što dovodi do smanjenja momenta propelera. Smanjenje momenta dovodi do sporijeg pada brzine vrtnje DM.

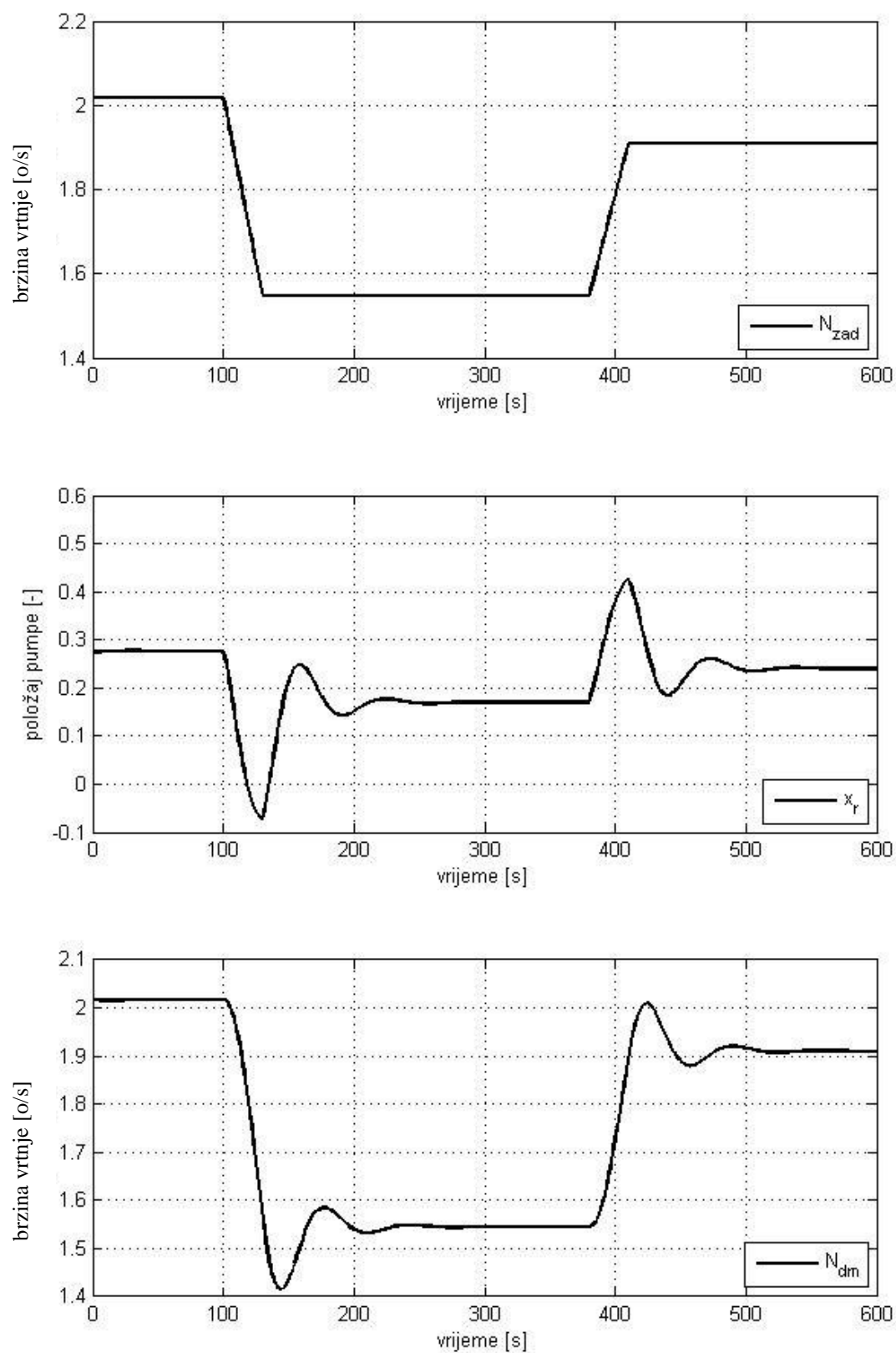
U razdoblju od 130-380 s je zadana brzina vrtnje bila konstantna s vrijednošću 1,535 o/s. DM motor još uvijek ima prenisku brzinu vrtnje, pa regulator daje signal za povećanje dotoka goriva. Raste indicirani tlak, povećava se moment i brzina vrtnje te u 165 s brzina vrtnje se izjednačuje sa zadanom, ali zbog vlastite inercije DM, nastavlja dalje rasti. Regulator reagira smanjenjem protoka goriva i DM motor se stabilizira u 289 s. Sve ostale vrijednosti se u tom se razdoblju stabiliziraju, osim brzine broda koja nastavlja polagano padati zbog inercije broda.

U razdoblju 380-410 s slijedi naglo povećanje zadane brzine vrtnje na 114,6 o/min (1,91 o/s). Regulator povećava protok goriva, raste indicirani tlak i u konačnici moment DM, što dovodi do povećanja brzine broda. Brzina vrtnje TP raste zbog povećanja momenta turbine.

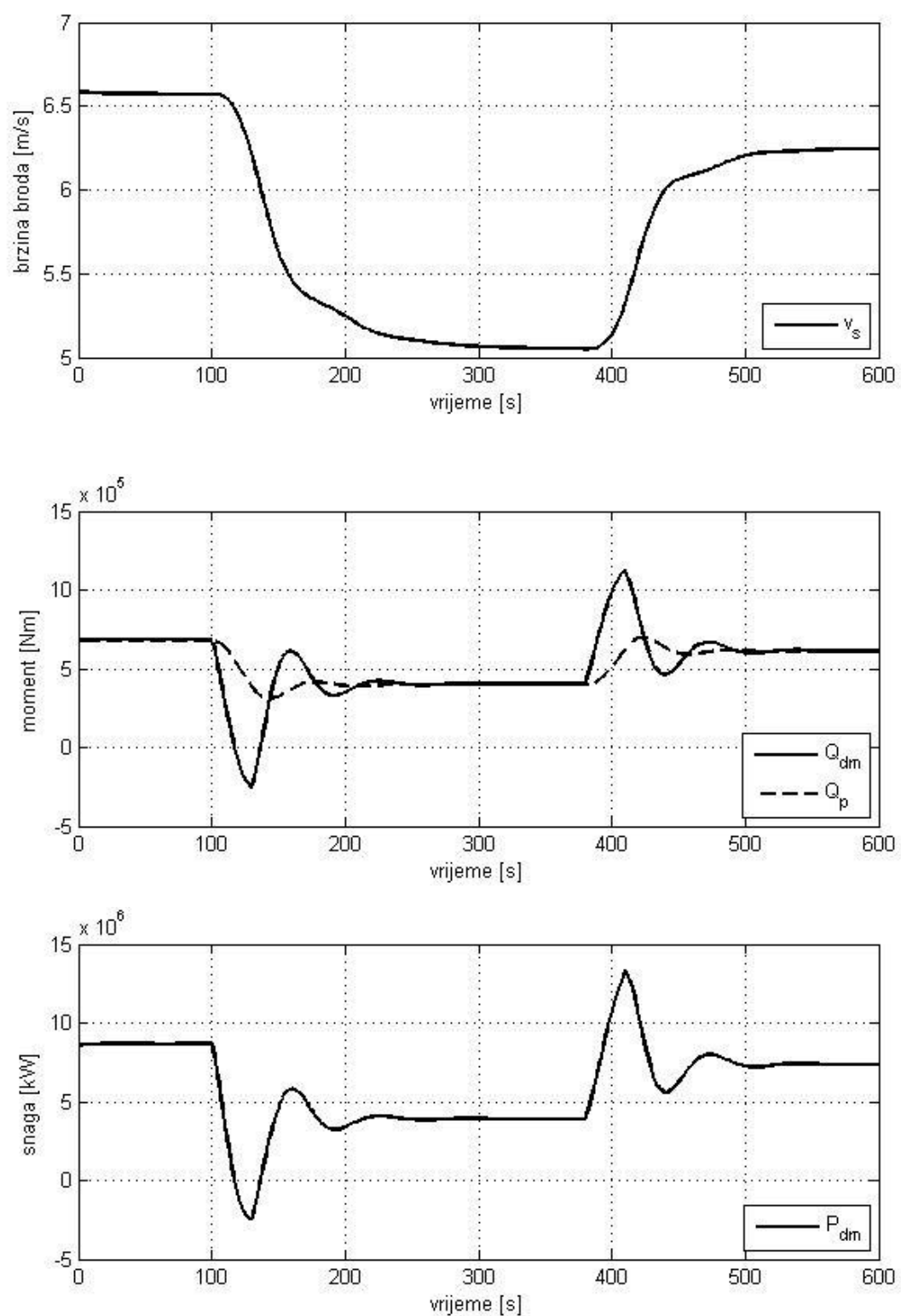
U razdoblju 410-600 s je zadana brzina vrtnje stalne vrijednosti 1,91 o/s. Svi se parametri ustaljuju.

Zaključno se može reći da je Simulacija 4. polovično realna. Na dijagramu snage motora je vidljivo da snaga za u određenim trenucima postiže minimum -2457 kW, maksimum od 13320 kW. Takve vrijednosti u stvarnosti nisu realne, već bi se prije neka havarija desila. Nadalje, brodski DM imaju regulator momenat ugrađen u sebi, što bi vjerojatno usporilo proces, ali sačuvalo postrojenje od moguće havarije.

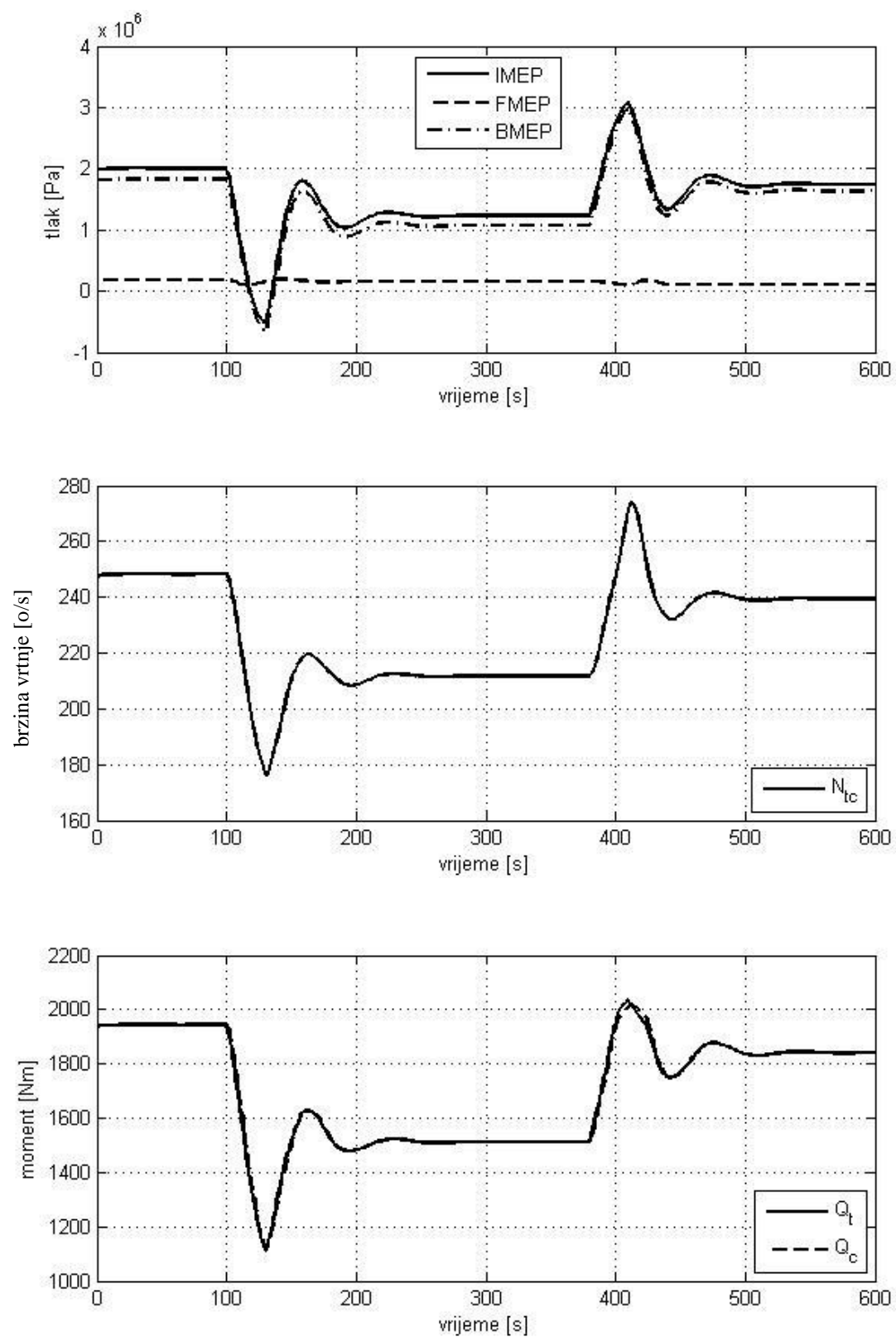




Slika 20. Rezultati Simulacije 4. (I dio)



Slika 21. Rezultati Simulacije 4. (II dio)



Slika 22. Rezultati Simulacije 4. (III dio)

## 8. ZAKLJUČAK

Generalno se može reći da model uspješno prati dinamiku rada DM i gibanje broda. Ne pojavljuju se singulariteti u integraciji i sve se vrijednosti ponašaju unutar realnih parametara. Ovo rečeno se podrazumijeva za normalna tranzijentna stanja. Prilikom brzih ili naglih promjena, model prati zadano ponašanje, ali poneku maksimalnu vrijednost treba uzeti s rezervom jer je upitno kolika je mogućnost pojave takve vrijednosti u stvarnosti.

Treba naglasiti da je zadani model zatvoren bez nekoliko važnijih podataka, koji možda ne bi povećali točnost modela, ali bi svakako dali potpuniji uvid u njegov rad (posebno tijekom tranzijentnih stanja). Posebno se to odnosi na ponašanje usisnih otvora i ispušnog ventila.

Općenito se može reći da bi se realnost modela dodatno povećala:

- Točnijim modeliranjem turbine, tj. izradom modela za opis promjenjivog tlačnog omjera turbine i temperature na izlazu iz turbine
- Točnijim proračunom propelerskih karakteristika, tj. izraza za koeficijent momenta i poriva
- Izradom modela za temperaturno promjenjive termodinamičke vrijednosti
- Izradom točnijeg modela pumpe goriva (treba naglasiti da su matematičko modeliranje i simulacija njezinog rada često tema zasebnih znanstvenih radova).

Model bi se mogao daljnje proširiti s :

- Uvođenjem termodinamike kružnog procesa i postupka izgaranja te izmjenama topline između dijelova DM, TP, vodova i okoline
- Nadogradnjom s modelom rashladnog sustava rashladnog sustava.

## **9. DODATAK 1 – PROVJERA MODELA UZDUŽNOG KRETANJA BRODA**

### **9.1. Provjera modela uzdužnog kretanja broda - Podmodel proračuna otpora**

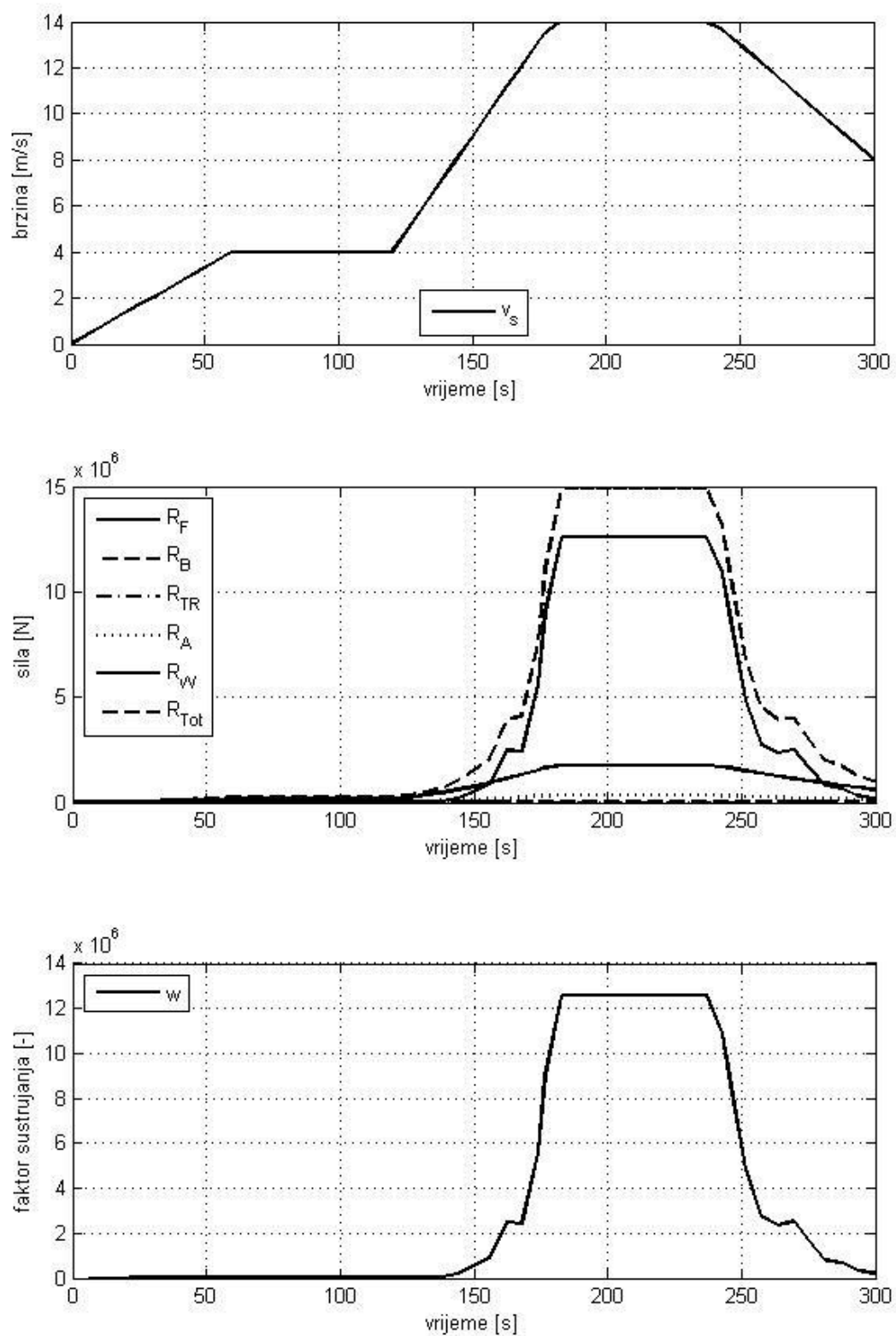
Provjera se vršila na način da se gledalo ponašanje podmodela tijekom 300 sekundi u kojemu se mijenjala brzina s 5 čv (2,57 m/s) do 25 čv (12,86 m/s). Podaci o dimenzijama broda i propelera su preuzeti iz [16]. Rezultati su prikazani sljedećim grafovima.

Rezultati se ponašaju očekivano.

Otpor forme raste s kvadratom brzine. Otpor valova je pri malim brzina zanemariv, dok kasnije približno raste s kvadratom brzine. Otpor korelacije s ponaša sukladno kao i otpor forme. Otpor transoma (krme) se i u stvarnosti ponaša prema normalnoj razdiobi tijekom ubrzavanja/usporavanja. Ukoliko je jednolika brzina, zanemariv je.

Otpor bulba korespondira s očekivan podacima, te bi ga se zbog malog relativnog utjecaja na ukupni otpor moglo i zanemariti ukoliko se ne može doći do podataka o geometriji bulba (potrebnih za proračun otpora bulba prema [16]).

Faktor sustrujanja se kreće unutar očekivanih vrijednosti. Ukupni otpor se ponaša u najvećoj mjeri kao i otpor forme, što je i očekivano.



Slika 23. Rezultati podmodela

## 9.2. Provjera modela uzdužnog kretanja

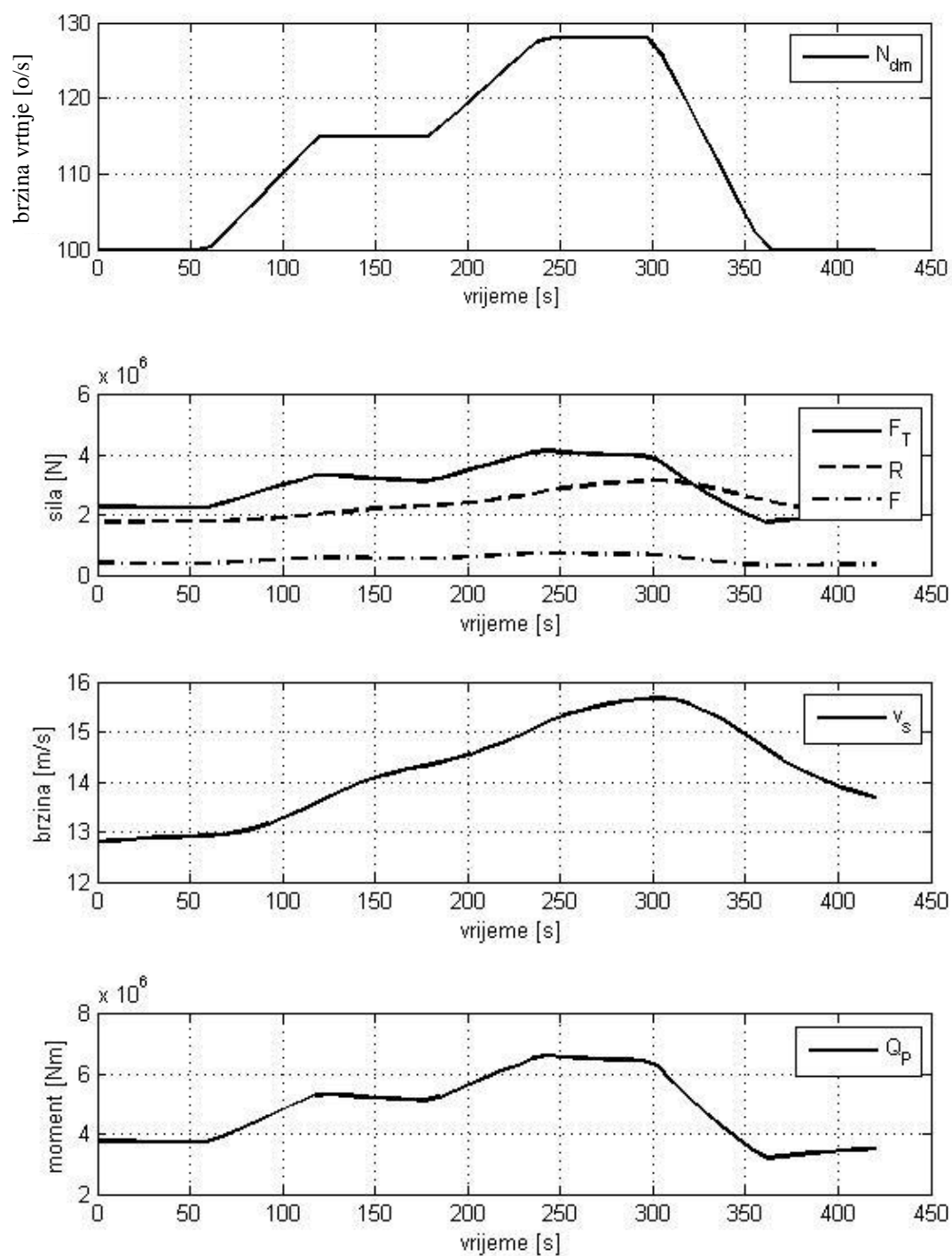
Nakon što se utvrdila točnost podmodela proračuna otpora, krenulo se u provjeru cjelokupnog modela uzdužnog kretanja broda. Podmodel proračuna propelerskih karakteristika se nije zasebno provjeravao, već su se usporedili rezultati podmodela za stacionarno stanje od 25 *čv* i 100 *o/min* s rezultatima danim u [16]. Podmodel je točan i njegovo dinamičko ponašanje se dalje pratilo u sklopu cjelokupnog modela.

Model se provjerio s varijacijom brzine vrtnje kroz vrijeme od 360 sekundi. Time se pokušavalo prikazati naglu potrebu za većom snagom DM, tj. porast momenta propelera. Takvo stanje je karakteristično za npr. jače valove ili želju za većom brzinom. Rezultati imaju očekivan oblik. Moment propelera i isporučena snaga imaju približno kubnu ovisnost o brzini vrtnje propelera, čime je potvrđen propelerski zakon.

Od 0-60 sekunde je brzina vrtnje bila konstantna s vrijednošću 100 *o/min*. Uočava se malo smanjenje sile poriva i povećanja ukupnog otpora, što je posljedica dinamike rada. I u stvarnosti, te dvije vrijednosti ovise o mnoštvu faktora i ponašaju se kvazistacionarno.

Kroz sljedećih 60 sekundi slijedi strmo (s gledišta motora) povećanje na vrijednosti od 115 *o/min*. Vidi se da isporučena snaga i moment jako dobro prati stanoviti strmi prirast.

U razdoblju od 120-180 sekundi povećava se brzina vrtnje na 125 *o/min*, u razdoblju 180-240 sekundi na 130 *o/min*. U razdoblju 240-300 sekundi i 300-360 sekundi se pokušalo simulirati ustaljivanje brzine vrtnje, tj. njegov pad, na konačnu vrijednost 125 *o/min*. Karakteristika simulacije u vremenu 120-360 sekundi su laganije promjene brzine vrtnje i u modelu se nisu pojavili problemi.



Slika 24. Reultati provjere



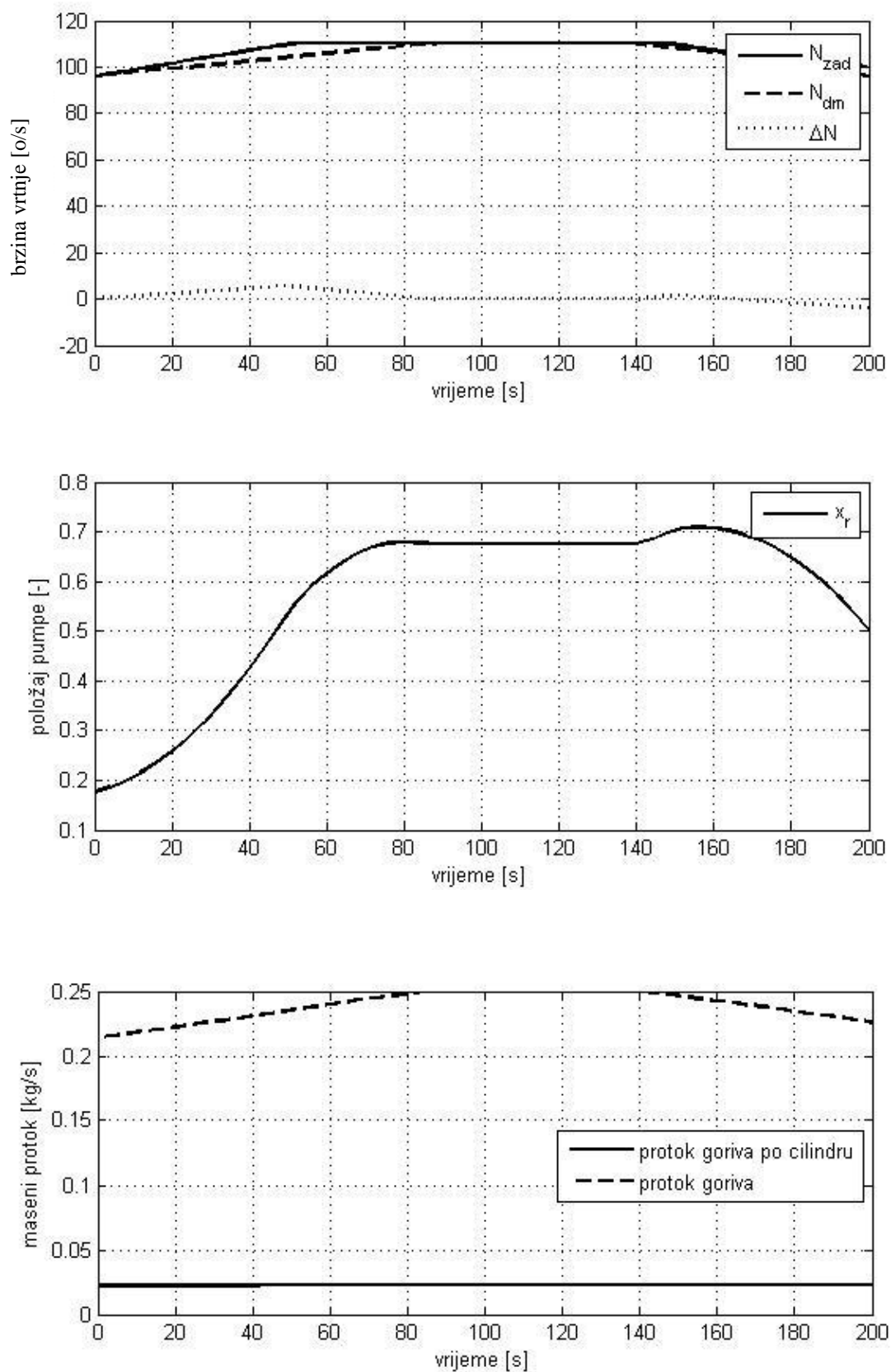
## 10. DODATAK 2 - PROVJERA MODELA DM

### 10.1. Provjera modela DM -Podmodel regulatora i pumpe goriva

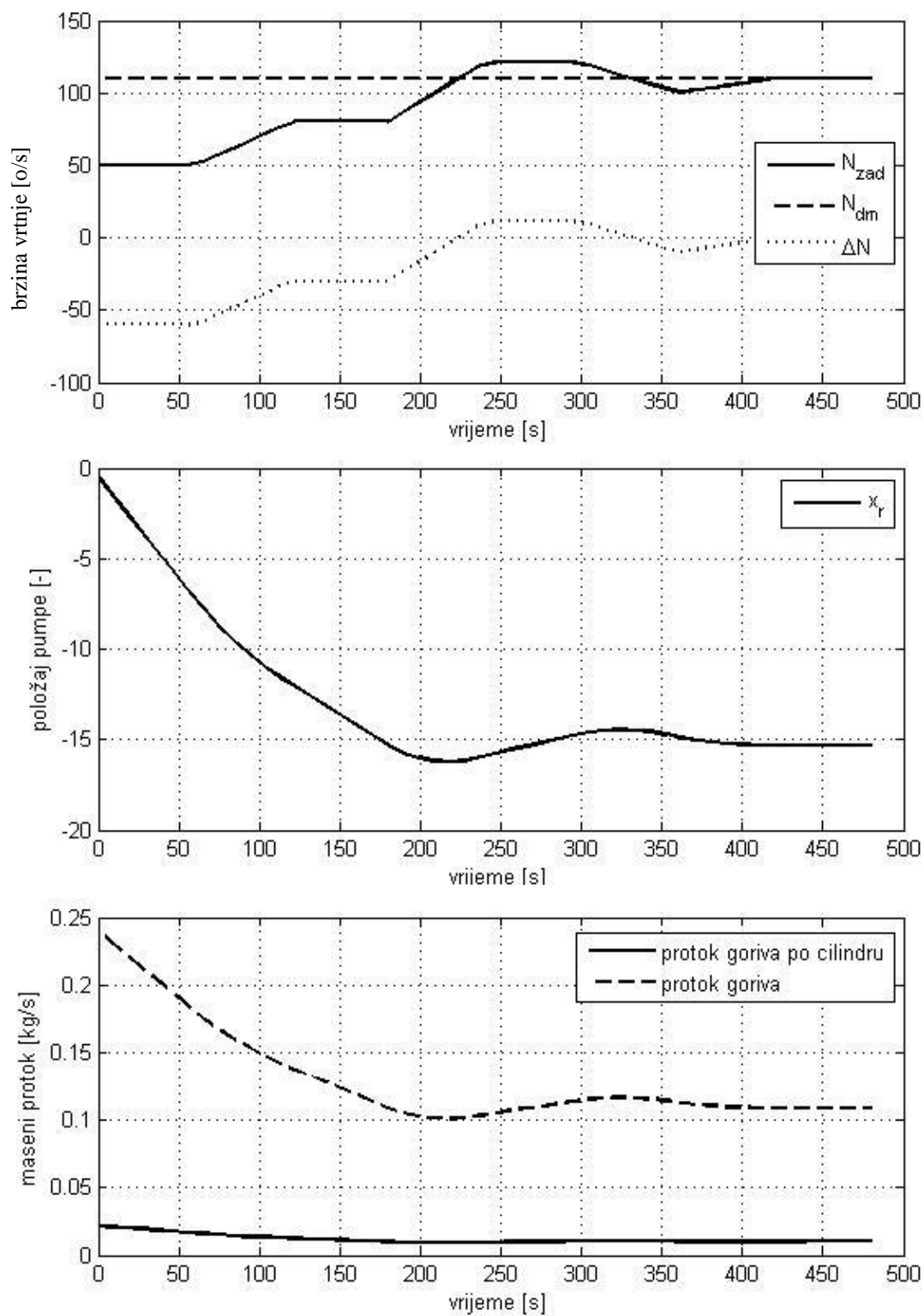
Podmodel se provjerio na način da su se za isti vremenski korak, napravili sheme zahtijevane brzine vrtnje i brzine vrtnje DM. Nadalje, prikazana je njihova razlika u dijagramima, što za PID regulator predstavlja ulaz. Izvršile se se dvije provjere, prvo za istovremenu promjenu brzine vrtnje (slika 22.). i za provjeru u kojoj je se mijenja zahtijevana brzina vrtnje , dok je brzina vrtnje konstantna (slika 23.). Podmodel regulatora i pumpe goriva je najvažniji podmodel, pošto on ustvari regulira vrijednosti svih ostalih parametara DM i TP. S toga se tom podmodelu posvetila posebna pozornost, te su se pokušali dobiti što točniji rezultati protoka goriva.

Za prvu provjeru se vidi da PID jako dobro dinamički prati zahtijevani ulaz, što je i za očekivati od PID regulatora. Protok goriva po cilindru i protok goriva su uspoređeni s stvarnim vrijednostima DM, te su se pokazali točnim.

Druga provjera je napravljena da se podobnije prati odaziv regulatora. Očekuje se da regulatora daje signal da se smanji protok goriva ukoliko je zahtijevana brzina vrtnje manja od brzine vrtnje DM i poveća za obratnu situaciju. Rezultati su odgovarali.



Slika 25. Rezultati provjere



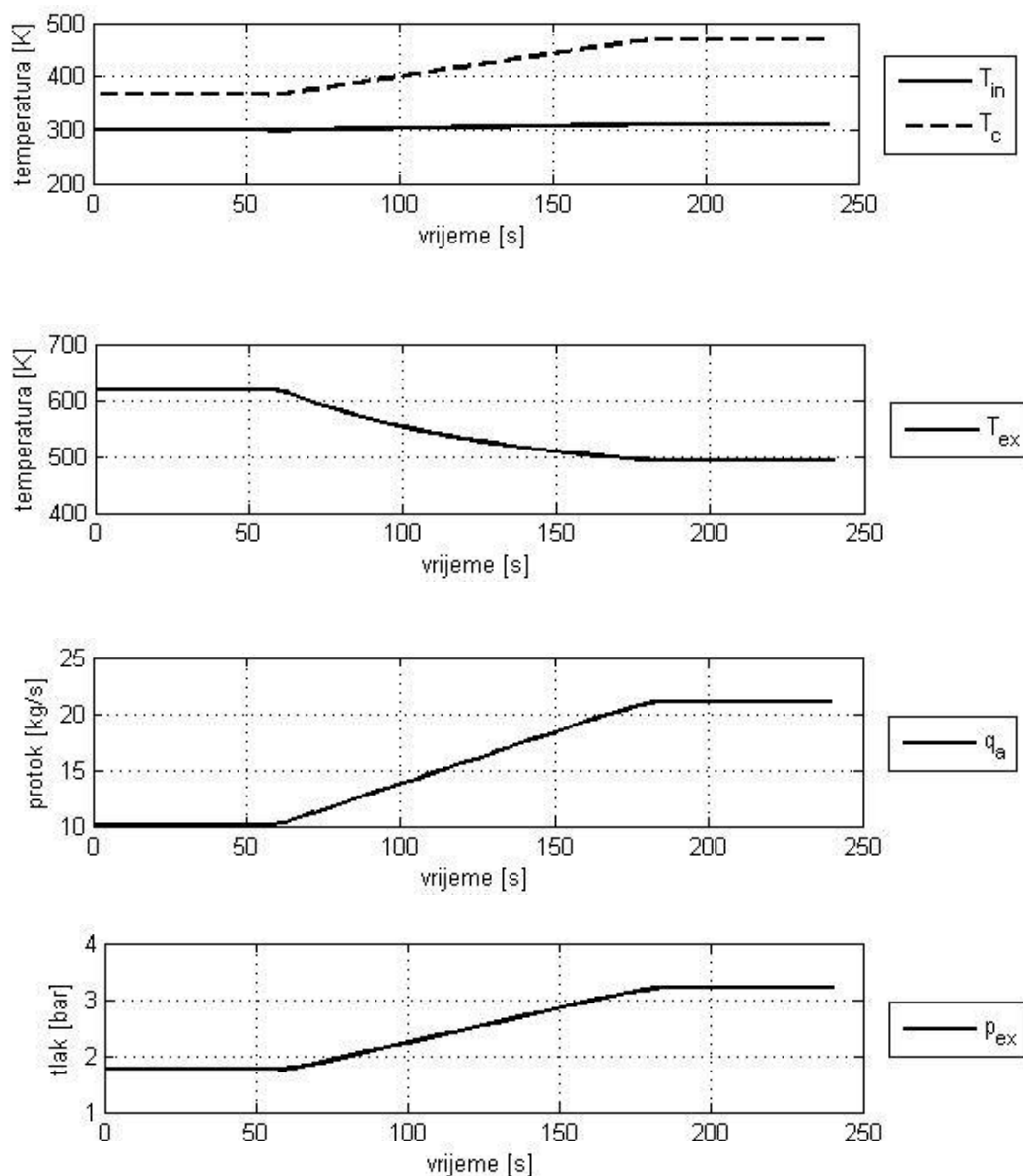
Slika 26. Rezultati provjere

## 10.2. Provjera modela DM -Podmodel usisnog i ispušnog kolektora i cilindra DM

Podmodel se provjerio s postupnim porastom temperature na ulazu u cilindar i njome korespondirajuće temperature na izlazu iz kompresora od stanja 40% SMCR do stanja 100% SMCR.

Temperatura u ispušnom kolektoru pada, što je za očekivati, pošto je funkcija temperature na ispušnom kolektoru kvadratnog oblika.

Protok zraka i tlak u ispušnom kolektoru rastu što je funkcija većeg opterećenja.



Slika 27. Rezultati provjere

### 10.3. Provjera modela DM -Provjera dinamike turbopunjača

Podmodel se sastoji od podmodela usisnog i ispušnog kolektora ukomponiranim u Jednadžbu 2. Da bi podmodel davao prihvatljive rezultate potrebno je moment koji daje turbina množiti faktorom 0,431. Model se provjerio varijacijom srednjeg efektivnog tlaka. Protok goriva je bio konstantan s vrijednošću 2 kg/s. Početna vrijednost brzine vrtnje TP bila 247 o/s.

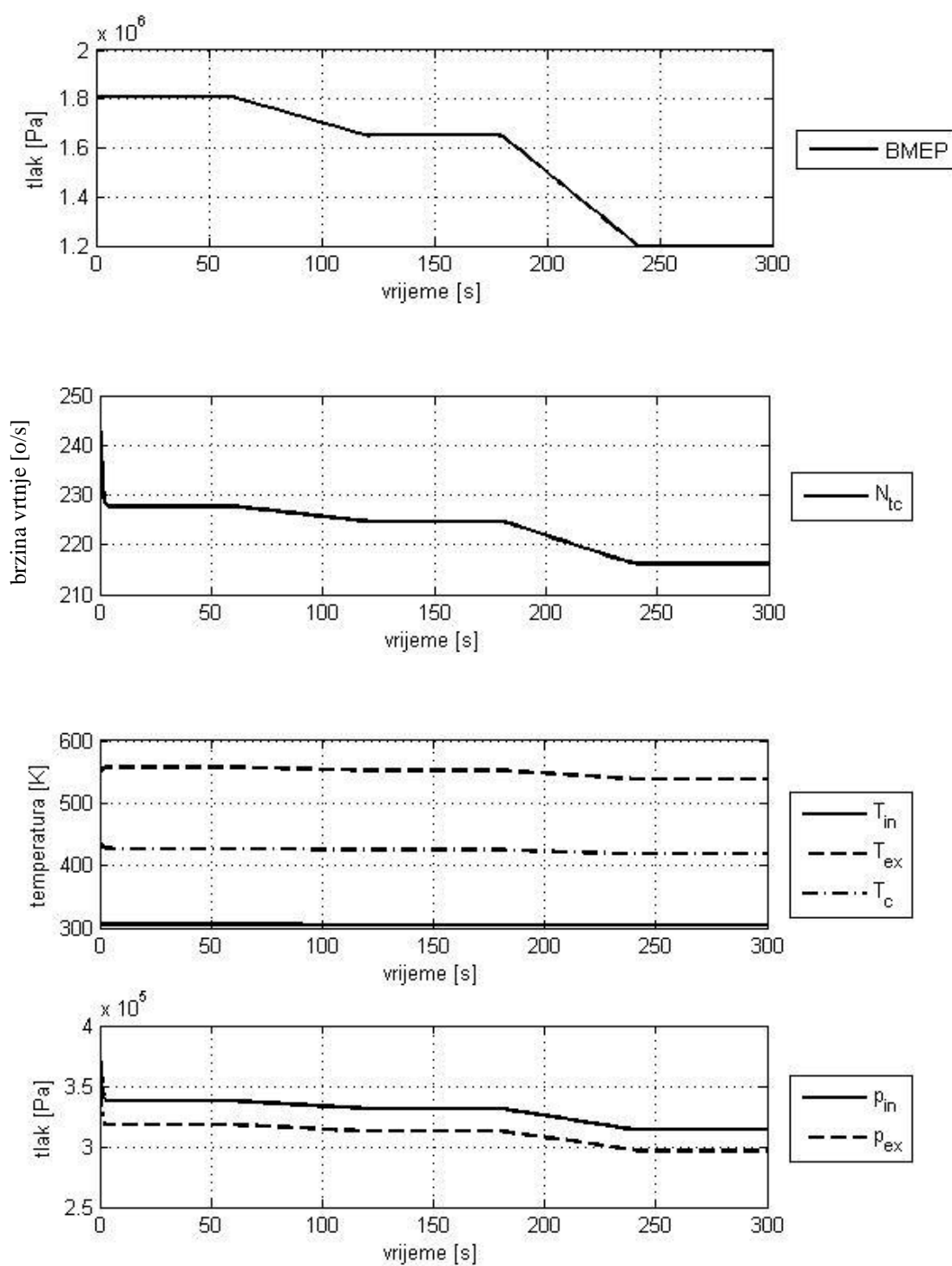
Simulacija je trajala 300 s. Prvih 60 s BMEP je bio konstante vrijednosti od 18 bar. Uočava se pad brzine vrtnje turbine u prvih 2s, što je rezultat nesrazmjera između protoka goriva i BMEP, tj. protok goriva i BMEP ne odgovaraju u potpunosti početnoj brzini vrtnje TP. Taj pad brzine vrtnje mijenja sve druge parametre (slika 25.). Nakon 2 s brzina vrtnje se stabilizira na konstantnu vrijednost od 227,67 o/s. Ta brzina vrtnje odgovara početnim vrijednostima protoka goriva i BMEP.

U razdoblju 60-120s BMEP se postupno spuštao na vrijednost od 16,5 bar. To rezultira smanjenjem temperature u ispušnom kolektoru, što smanjuje brzinu vrtnje turbine, tj. TP, što rezultira time da kompresor sada ima manji tlačni omjer. Manji tlačni omjer rezultira s nižim tlakom i temperom na izlazu iz kompresora. Model uspješno prati navedene promjene.

U razdoblju 120-180s BMEP je bio konstante vrijednosti 16,5 bar. Sve vrijednosti ustaljuju. Brzina vrtnje TP iznosi 224,23 o/s.

U razdoblju 180-240s BMEP se spuštao na vrijednost od 12 bar, što s stanovišta DM nagli pad otperećenja i brzine vrtnje. To rezultira smanjenjem temperature u ispušnom kolektoru, što smanjuje brzinu vrtnje turbine, tj. TP, što rezultira time da kompresor sada ima manji tlačni omjer. Manji tlačni omjer rezultira s nižim tlakom i temperom na izlazu iz kompresora. Model dobro prati promjene i sve se vrijednosti ponašaju očekivano.

Zadnjih 60s simulacije je BMEP bio konstantan s vrijednošću 12bar. Sve se vrijednosti ustaljuju. Brzina vrtnje TP iznosi 215,92 o/s.



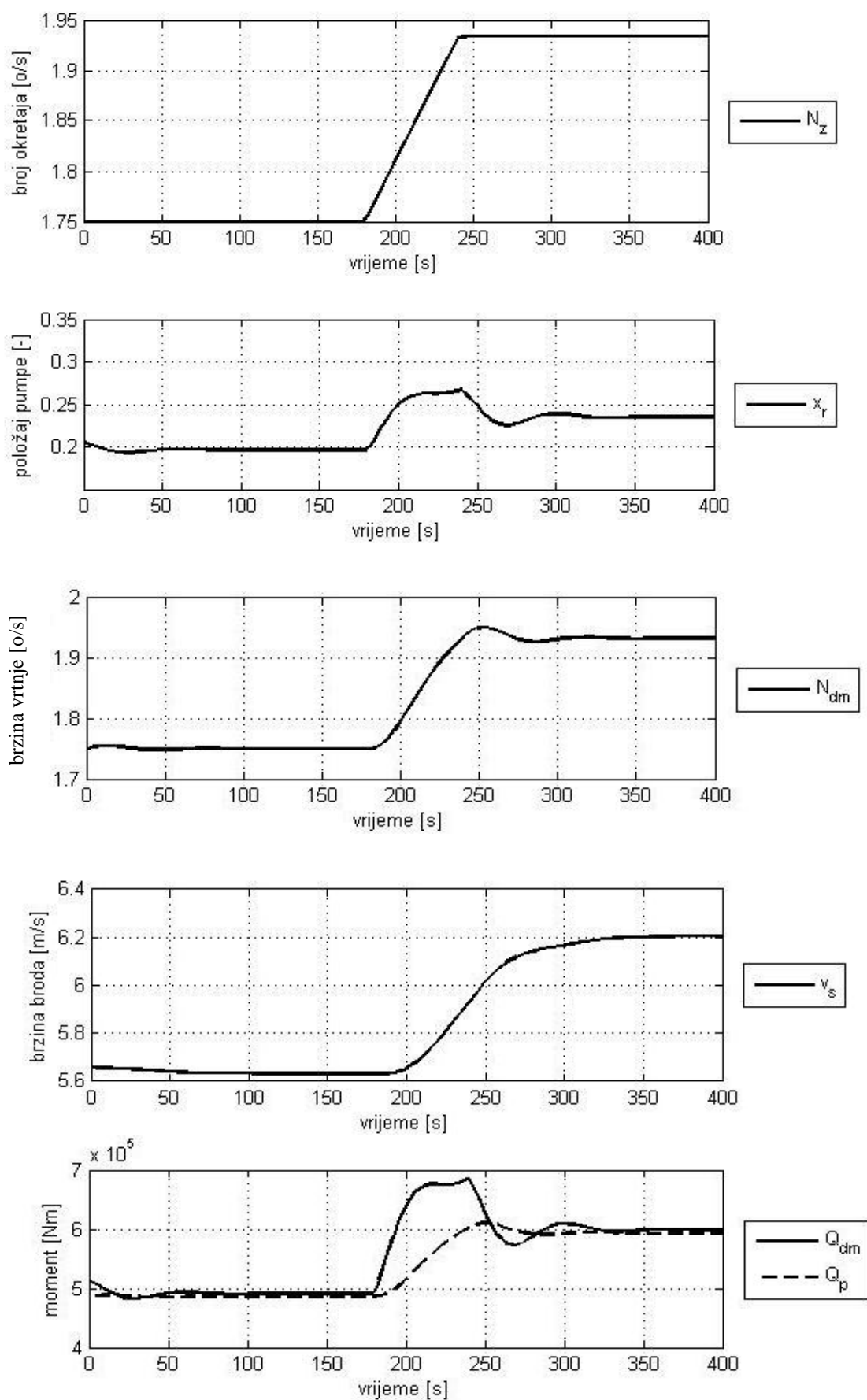
Slika 28. Rezultati provjere modela

## 10.4. Provjera modela DM -Provjera dinamike DM

Podmodel se sastoji od spojenog modela gibanja broda, podmodela regulatora i pumpe goriva te jednadžbe 1. Da bi model davao zadovoljavajuće rezultate potrebno je moment inercije motora množiti za faktorom 1000. Simulacija se provela a način da se poveća broj zahtijevana brzina vrtnje motora. Početna brzina vrtnje je bila 1,75 o/s, dok je početna brzina bila 5,66 m/s.

Simulacija je trajala 400 s. U razdoblju 0-180s zahtijevana brzina vrtnje je bila ista kao početna. Vidljivo je da postoje varijacije u stvarnoj brzini vrtnje DM što je rezultat ne poklapanja brzine broda i brzine vrtnje DM, tj. za brzinu vrtnje DM od 1,75 o/s brzina broda je 5,62 m/s. Nakon određen razdoblja brzina broda je izjednačena s brzinom vrtnje i svi se parametri ustale.

U razdoblju 180-240 s povećava se zahtijevana brzina vrtnje na 1,93 o/s, te u tom položaju ostaje do kraja simulacije. Regulator mijenja položaj pumpe, ubrizgava se više goriva u cilindar te se povećava brzina vrtnje DM. To ima za posljedicu povećanje otpora broda i njime vezanog momenta koji zahtijeva propeler. Što se brod više približava konačnoj vrijednosti od 6,22 m/s, to zahtijevani moment propelera sporije raste. DM zbog svoje tromosti ne prati sporiji rast već ima relativno velik moment. U trenutku 350 s su se brzina broda i brzina vrtnje DM izjednačili, što znači da je bilo potrebno 110 s da se brod ubrza, što je prihvatljiv rezultat.



Slika 29. Rezultati provjere



## LITERATURA

- [1] Xiros, N.: Robust control of Diesel ship propulsion, Springer, Frankfurt, 1988.
- [2] Parat, Ž.: Brodski motori s unutarnjim izgaranjem, Zagreb, 2005.
- [3] Mrakovčić, T.: Osnivanje i vođenje brodskog pogonskog postrojenja primjenom numeričke simulacije, Doktorska disertacija, Rijeka, 2003.
- [4] Medica, V.: Simulation of turbocharged diesel engine driving electrical generator under dynamic working conditions, Doktorska disertacija, Rijeka, 1988.
- [5] Theotokatos, G. P.: A Modelling Approach for the Overall Ship Propulsion Plant Simulation, Znanstveni članak, 2007g.
- [6] Bukovac, O.: Predviđanje parametara rada brodskog dizelskog motora primjenom neuronskih mreža, Doktorska disertacija, Rijeka, 2012.
- [7] Heywood, J.B.: Internal combustion engine fundamentals, McGraw-Hill, 1988g.
- [8] Schernewski, R.: Modellbasierte Regelung ausgewählter Antriebssystemkomponenten im Kraftfahrzeug, Doktorska disertacija, Karlsruhe, 1999g.
- [9] Bauer, W.: Empirisches Modell zur Bestimmung des dynamischen Strahlkegelwinkels bei Diesel– Einspritzdüsen, Doktorska disertacija, Munchen, 2007g.
- [10] Deiterding, R.: Numerische Kopplung eines 3D-Strömungssimulators an einen 1D-Hydrauliksimulator zur Auslegung von motorischen Einspritzsystemen, Diplomski rad, Clausthal, 1998g.
- [11] Kiijarvi, J.: Diesel fuel injection system simulation, Znanstvena objava, Helsinki, 2003g.
- [12] Zhu, J.: Modeling and simulating of container ship's main Diesel engine, Znanstveni članak, Hong Kong, 2008.
- [13] Sambolek, M.: Propulzija broda, Zagreb
- [14] MAN publikacija : Basic principles of ship propulsion, MAN Diesel & Turbo, Kopenhagen
- [15] Radan, D.: Uvod u hidrodinamiku broda, Dubrovnik
- [16] Holtrop, J. , Mennen, C.G.J.: An approximate power prediction method
- [17] Turesson, M: Modelling and simulation of a two-stroke engine, Magistarski rad, Göteborg, 2009.
- [18] Grupa autora : Diesel engine reference book, Butterworth-Heinemann, Oxford, 1999g.